

**TUGAS AKHIR**  
**NE 1701**

**ANALISA TEKNIS PENGGUNAAN R 134a  
SEBAGAI PENGANTI R 12  
PADA UNIT MESIN REFRIGERASI**



Rske  
623.853 5  
Sut  
a-1  
1996

Disusun Oleh :

**BAMBANG SUTOMO**

**NRP. 4934200396**

**JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN  
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
1996**

# **ANALISA TEKNIS PENGGUNAAN R 134a SEBAGAI PENGGANTI R 12 PADA UNIT MESIN REFRIGERASI**

## **TUGAS AKHIR**

**Diajukan Guna Memenuhi Sebagian Persyaratan  
Untuk Memperoleh Gelar Sarjana  
pada  
Jurusan Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya**

**Mengetahui / Menyetujui  
Dosen Pembimbing**



**Ir. TONY BAMBANG M, M.Sc**  
**NIP. 130 652 209**

**SURABAYA**  
**Agustus, 1996**

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	23 SEP 1996
Terima Dari	H
No. Agenda Prp.	6552



DEPARTEMEN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
**FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN**

JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL

Kampus ITS Sukolilo, Surabaya 60117, Telp. 5947254, 5947274  
Pasw. 262, 5948757, Fax. 5947254

**TUGAS AKHIR (NE.1701)**

Nama : Bambang Sutomo  
Nomor Pokok : 4934200396  
Tanggal diberikan tugas : 9 September 1995  
Tanggal diselesaikan tugas :

**JUDUL KARYA TULIS :**


**ANALISA TEKNIS PENGGUNAAN R 134a  
SEBAGAI PENGANTI R 12  
PADA UNIT MESIN REFRIGERASI**

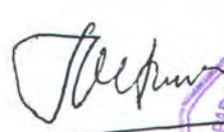
Surabaya, September 1995


Dosen Pembimbing,

Mahasiswa,

Kajur,

  
Ir. Tony Bambang M., M.Sc  
NIP. 130 652 209

  
Bambang Sutomo  
NRP. 4934200396

  
Ir. Moch Orianto, B.SE, M.Sc  
NIP. 130 786 955

- 1 Copy untuk : Arsip Jurusan  
1 Copy untuk : Arsip Dosen Pembimbing  
1 Copy untuk : Arsip mahasiswa yang bersangkutan



## KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadiran Alloh SWT atas karunia yang diberikan kepada penulis sehingga tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik. Segala kemampuan telah penulis curahkan untuk memberikan yang terbaik, namun dengan keterbatasan penulis masih banyak kekurangan-kekurangan di dalam menyelesaikan tugas akhir ini.

Tidak lupa penulis juga mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

- Ir. Tony Bambang M, M.Sc selaku Dosen Pembimbing dalam penyusunan tugas akhir ini.
- Ir. Santoso Tondohartono selaku Dekan FTK-ITS.
- Ir. M, Orianto, BSE, M.Sc selaku Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan.
- Ir. I Wayan Lingga selaku Dosen wali dan Sekretaris Jurusan Teknik Sistem Perkapalan.
- Ir. Arie Indartono selaku Kepala Laboratorium Fluida Politeknik Perkapalan ITS atas diberikannya data-data yang penulis perlukan.
- Bapak, Ibu Dosen dan karyawan pada Jurusan Teknik Sistem Perkapalan.
- Bapak, Ibu, Saudara-saudara, dan adikku tercinta yang telah memberikan bantuan materi dan spiritual.
- Rekan-rekan semua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan yang telah memberikan bantuan dan saran-saranya.



Harapan kami semoga tulisan ini bermanfaat bagi penulis pada khususnya dan semua pihak. pada umumnya. Akhirnya penulis mohon kritik dan saran yang membangun demi kebaikan tugas akhir ini dan mohon maaf atas segala kekurangannya.

Surabaya, Agustus 1996

Penulis

**Bambang Sutomo**

4934200396

# DAFTAR ISI

**HALAMAN JUDUL**

**LEMBAR PENGESAHAN**

**KATA PENGANTAR.....i**

**DAFTAR ISI .....iii**

**DAFTAR GAMBAR.....vi**

**DAFTAR TABEL.....vii**

**ABSTRAK.....viii**

## **BAB I PENDAHULUAN**

1.1. Latar Belakang ..... I - 1

1.2. Tinjauan Pustaka ..... I - 2

1.3. Tujuan ..... I - 3

1.4. Manfaat ..... I - 4

1.5. Batasan Masalah ..... I - 4

1.6. Metode Penulisan ..... I - 5

1.7. Sistematika Penulisan ..... I - 5

## **BAB II TINJAUAN UMUM SIKLUS PENDINGIN, POMPA KALOR DAN REFRIGERAN R-134a**

2.1. Tahapan Proses Siklus Pendingin .....II - 1

2.1.1 Siklus Kompresi Uap ideal dan aktual .....II - 1

2.2. Perubahan Tingkat Keadaan Refrigeran ..... II - 2

2.3. Perhitungan Termodinamika berdasar Siklus Pendingin .....II - 4

2.4. Pompa Kalor .....	II - 6
2.5. Tinjauan Umum Refrigeran R-134a .....	II - 7

### **BAB III KOMPONEN KOMPONEN UTAMA MESIN PENDINGIN**

3.1. Kompresor .....	III - 1
3.1.1. Kebutuhan Daya .....	III - 2
3.1.2. Kapasitas Kompresor .....	III - 2
3.2. Kondensor dan Evaporator .....	III - 3
3.2.1. Koefisien Perpindahan panas Menyeluruh .....	III - 3
3.2.2. Faktor Pengotoran .....	III - 8
3.3.3. Laju Aliran Energi .....	III - 9
3.3.4. Analisa Keseimbangan Energi .....	III - 10
3.3.5. Perbedaan Rata-rata Logaritmik Temperatur (Log Mean Temperature Difference.....	III - 11
3.3.6. Koefisien Perpindahan Panas didalam pipa .....	III - 13
3.3.7. Koefisien Perpindahan Panas diluar pipa .....	III - 16
3.3. Alat Ekspansi .....	III - 20
3.3.1. Pipa Kapiler .....	III - 20
3.3.2. Katup Ekspansi .....	III - 20

### **BAB IV PERMASALAHAN DAN PENGOLAHAN DATA**

4.1. Mesin Refrigerasi Politeknik Perkapalan ITS Surabaya ....	IV - 1
4.2. Data Spesifikasi Komponen .....	IV - 3
4.3. Kondisi Diagram Mollier Untuk R-12 dan R-134a .....	IV - 7



## **BAB V ANALISA DAN PEMBAHASAN**

### **5.1. Perhitungan Luas Perpindahan Panas Total Kondensor Untuk**

Penggunaan R-134a..... V - 1

A. Fase Desuperheating ..... V - 2

B. Fase Kondensing ..... V - 6

### **5.2. Perhitungan Luas Perpindahan Panas Total Kondensor Untuk**

Penggunaan R-12..... V - 8

A. Fase Desuperheating ..... V - 9

B. Fase Kondensing ..... V - 13

### **5.3. Perhitungan Luas Perpindahan Panas Total Evaporator Untuk**

Penggunaan R-134a..... V - 16

### **5.4. Perhitungan Luas Perpindahan Panas Total Evaporator Untuk**

Penggunaan R-12..... V - 21

### **5.5 Analisa Hasil Perhitungan ..... V - 24**

## **BAB VI KESIMPULAN DAN SARAN..... VI - 1**

## **PENUTUP**

## **DAFTAR PUSTAKA**

## **DAFTAR NOTASI**

## **DAFTAR LAMPIRAN**

## DAFTAR GAMBAR



MILIK PERPUSTAKAAN  
INSTITUT TEKNOLOGI  
SEPULUH - NOPEMBER

1. Gambar Siklus Kompresi uap Ideal dan Aktual.....	II - 2
2. Gambar Perubahan tingkat keadaan Refrigeran.....	II - 3
3. Gambar Perhitungan Siklus Pendingin .....	II - 4
4. Gambar Skematis Keberadaan dari Refrigeran .....	II - 8
5. Gambar Perbandingan Performance R-12 dan R-134a.....	II - 9
6. Gambar Perpindahan Panas Menyeluruh melalui dinding datar satu dimensi.....	III - 4
7. Gambar Perpindahan Panas Menyeluruh melalui silinder bolong satu dimensi.....	III - 5
8. Gambar Profil Suhu aliran sejajar.....	III - 12
9. Gambar Profil Suhu aliran lawan arah.....	III - 12
10. Gambar Susunan tube dalam shell.....	III - 18
11. Gambar Skematis Mesin Refrigerasi Poltek ITS.....	IV - 1
12. Gambar Layout Kondensor.....	IV - 4
13. Gambar Karakteristik Evaporator Type 7.75-5/8T.....	IV - 5
14. Gambar Diagram Mollier R-12 .....	IV - 7
15. Gambar Diagram Mollier R-134a.....	IV - 9

## DAFTAR TABEL

1. Tabel Beberapa Type Kompresor R-134a.....	II - 10
2. Tabel Spesifikasi R-12 dan R-134a.....	II - 11
4. Tabel Daya Guna Energi R-12 dan R-134a .....	IV - 11
3. Tabel Hasil Perhitungan Koefisien Penguapan untuk R-134a.....	V - 19
4. Tabel Hasil Perhitungan Koefisien Penguapan untuk R-12.....	V - 23
5. Tabel Parameter Kondensor Untuk R-12 dan R-134a .....	V - 28
6. Tabel Parameter Evaporator Untk R-12 dan R-134a .....	V - 28



## ABSTRAK

Suatu sistem refrigerasi khususnya refrigerasi dengan daur kompresi uap mempunyai empat komponen pokok yang saling mempengaruhi satu sama lain dalam menciptakan suatu sistem yang kompak dan cocok sehingga operasinya dapat optimal.

Empat komponen tersebut yaitu kompresor untuk menekan uap refrigeran, kondensor untuk mengembunkan uap sehingga menjadi cairan, peralatan ekspansi sebagai penurun tekanan dan evaporator sebagai penguap sehingga dapat dikompresikan lagi, demikian seterusnya.

Pada sistem refrigerasi yang diganti media kerjanya (refrigeran), dari R-12 menjadi R-134a yang mempunyai kadar polutan yang relatif rendah, maka perlu adanya suatu proses analisa teknis yang dalam hal ini hanya meliputi analisa perpindahan panas saja.

Dalam analisa perpindahan panas ini ditekankan pada perhitungan luas perpindahan panas total (dimensi) dari kondensor dan evaporator untuk penggunaan R-12 dan R-134a pada kapasitas yang sama, sehingga akan didapat sejauh mana prosentase perbedaan baik tentang pada dimensi maupun pada daya guna energinya.

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**



# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1. LATAR BELAKANG**

Bukti perkembangan kebudayaan manusia dapat dituangkan dalam berbagai penemuan dibidang teknologi, mulai ditemukannya mesin uap oleh James Watt sampai mesin-mesin yang modern dan canggih dengan berbagai karakteristiknya sekarang ini.

Perkembangan demi perkembangan, ide demi ide direalisasikan oleh manusia, tetapi di lain pihak untuk sekarang ini bahwa perkembangan tersebut didasarkan pada kiat yang berbunyi : "Perkembangan teknologi hendaknya berwawasan lingkungan, mengingat prosentase polutan yang cukup tinggi". Hal tersebut dapat diberikan contoh yaitu telah ditemukan bahan bakar gas untuk kendaraan bermotor, penelitian-penelitian tentang bahan bakar non konvensional (alkohol) sebagai bahan bakar motor diesel, dan masih banyak yang lain.

Berbagai cara ditempuh oleh manusia untuk mengurangi prosentase polutan, namun demikian perkembangan tersebut harus tetap mengindahkan faktor performance ataupun keandalan. Bisa diambil salah satu contoh untuk unit mesin refrigerasi, dimana pada operasinya menggunakan refrigeran sebagai media kerjanya. Refrigeran yang paling umum digunakan adalah jenis R-12 , R-22 , dan lain-lain, yang mungkin mempunyai kadar prosentase polutan (daya musnah ozon) yang cukup relatif tinggi. Hal ini disebabkan karena pada refrigeran ini terdapat unsur klorin (Cl), seperti pada (Molina 1974) dijelaskan bahwa klorin dari ikatan halogen hidrokarbon yang dilepaskan ke lingkungan akan memusnahkan lapisan ozon di stratosfer sehingga menyebabkan radiasi



ultraviolet akan mencapai bumi dan dapat menimbulkan penyakit kanker serta banyak kerugian yang diakibatkannya. Dengan demikian pada (Thrush 1979) dijelaskan peraturan tentang pengetatan prosedur untuk pencegahan lepasnya refrigeran ke atmosfer.

Untuk menjawab tantangan tersebut maka ditemukannya R-134a yang mempunyai nama kimia 1.1.1.2 tetrafluorethane ( $C_2H_2F_4$ ), dimana tidak ada unsur klorin (Cl) dalam senyawa ini, sehingga kemungkinan prosentase polutannya relatif rendah. Untuk merealisasikan tentang kampanye bebas polutan maka penulis mencoba untuk menggunakan refrigeran tersebut (R-134a) sebagai pengganti R-12 sebagai media kerja untuk unit mesin refrigerasi di Politeknik Perkapalan, sebagaimana yang telah dilakukan oleh Raymond J. Albrecht P.E dkk (member ASHRAE) dalam penggunaan R-134a dan R-22 untuk aplikasi pada unit mesin refrigerasi untuk supermarket, yang dikenal dengan "Using R-134a and R-22 in Supermarket Refrigeration Applications" (ASHRAE Journal February 1994).

Dalam proses ini memerlukan analisa teknis atau analisa thermal yaitu analisa perpindahan panas dan analisa termodinamika. Dengan analisa ini diharapkan akan didapat hasil yang dapat dibuat suatu kesimpulan antara lain tentang perbedaan karakteristik (daya guna energi) R-12 dan R-134a, dan dimensi khususnya dimensi evaporator dan kondensor yang diperoleh untuk kapasitas yang sama.

## 1.2. TINJAUAN PUSTAKA

Biasanya mesin refrigerasi yang paling umum, menggunakan siklus kompresi uap. Pada siklus ini uap ditekan oleh kompresor dan kemudian diembunkan menjadi cairan dalam kondensor, lalu tekanannya diturunkan dengan peralatan ekspansi,

kemudian cairan yang bertekanan rendah diuapkan dalam evaporator, selanjutnya ditekan lagi oleh kompresor, demikian seterusnya.

Dari proses-proses diatas, dengan keempat komponen tersebut tentunya mempunyai sifat-sifat tersendiri, dimana pada waktu yang sama masing-masing komponen dipengaruhi oleh kondisi-kondisi yang disebabkan oleh anggota yang lain dari kwartet tersebut (Stoecker, 1989).

Dengan demikian tentunya terjadi saling mempengaruhi antar komponen tersebut, maka perlulah adanya suatu analisa yaitu analisa energi yang pada hakekatnya merupakan suatu prosedur tata buku dimana berbagai perpindahan energi ke dan dari suatu sistem dan berbagai perubahan energi di dalam suatu sistem diperhitungkan (Reynolds, 1991).

Dalam hal merubah atau mengganti media kerja untuk suatu sistem refrigerasi maka tentunya perlu adanya analisa energi juga, dalam hal ini meliputi analisa perpindahan panas dan analisa termodinamika, yang merupakan dasar-dasar dalam perhitungan besarnya dimensi suatu peralatan penukar panas seperti yang telah dilakukan oleh Kenneth E. Hickman (member ASHRAE) dalam perencanaan ulang equipment mesin refrigerasi untuk penggunaan campuran HFC refrigeran sebagai pengganti refrigeran R-22 dan R-502. Dan dikenal dalam makalahnya yang berjudul "Redesigning Equipment for R-22 and R-502 Alternatives" (ASHRAE Journal January 1994).

### 1.3. TUJUAN

Analisa teknis penggunaan R-134a sebagai pengganti R-12 pada unit mesin refrigerasi yang ditekankan pada perhitungan besarnya dimensi kondensor dan



evaporator untuk kapasitas refrigerasi yang sama dengan tujuan supaya diharapkan penulis khususnya dan pembaca pada umumnya untuk :

1. Mengetahui prosentase perbedaan dimensi evaporator dan kondensor mesin refrigerasi untuk penggunaan R-12 maupun R-134a pada kapasitas refrigerasi yang sama yaitu 5,25 kW.
3. Menjajagi seberapa jauh daya guna energi yang diberikan oleh penggunaan R-134a dibanding R-12 untuk kapasitas refrigerasi yang sama pula.

#### 1.4. MANFAAT

Perlu diuraikan tentang manfaat yang diperoleh yaitu antara lain :

1. Membantu dalam menginformasikan kepada pihak Politeknik Perkapalan khususnya dan industri mesin refrigerasi umumnya, dalam hal alhasil dari analisa teknis penggunaan R-134a yang mempunyai kadar prosentase polutan yang relatif rendah.

#### 1.5. BATASAN MASALAH

Perlu diberikan suatu batasan masalah agar pembahasannya lebih terfokus, yaitu :

1. Analisa ini dilakukan pada unit mesin refrigerasi Politeknik Perkapalan ITS Surabaya yang berupa sebuah pompa kalor, dengan beban evaporator maksimum sebesar 5,25 kW.
2. Analisa hanya mencakup analisa perpindahan panas untuk mengetahui dimensi kondensor dan evaporator.
3. Masalah teknologi dan pembuatan, pemasangan hasil dari perencanaan maupun modifikasi tidak dibahas disini.



## 1.6. METODE PENULISAN

Dalam menyelesaikan tugas akhir ini ada beberapa metode yang dilakukan, antara lain :

1. Studi literature yang meliputi pengumpulan serta pemahaman berbagai literatur.
2. Persiapan, agar setiap langkah langkah penyelesaian tugas akhir dapat tersusun secara sistematis.
3. Survey/pengambilan data, survey dengan cara pengambilan data dan wawancara dengan pihak Politeknik Perkapalan.
4. Perhitungan dan analisa, dilakukan sesuai dengan data-data yang diperoleh dengan bantuan dosen pembimbing serta pihak Politeknik.
5. Kesimpulan, merupakan akhir dari proses yang kami lakukan sebagai suatu perumusan masalah.

## 1.7. SISTEMATIKA PENULISAN

Sistematika penulisan pada tugas akhir ini adalah :

### **Bab I   Pendahuluan.**

Berisi tentang latar belakang, tujuan, manfaat, batasan masalah, tinjauan pustaka serta metode dan sistematika penulisan dari tugas akhir ini.

### **Bab II   Tinjauan Umum Siklus Pendingin, Pompa Kalor dan Refrigeran R -134a**

Berisi tentang teori siklus pendingin yang menunjang proses analisa termodinamika, gambaran umum tentang pompa kalor dan refrigeran R-134a.

**Bab III Komponen-Komponen Utama Mesin Pendingin.**

Berisi tentang teori dan rumusan dari masing-masing komponen.

**Bab IV Permasalahan dan Pengolahan Data**

Berisi tentang gambaran umum, data spesifikasi mesin refrigerasi Politeknik Perkapalan dan kondisi pada diagram mollier untuk penggunaan R-12 dan R-134a.

**Bab V Analisa dan Pembahasan**

Berisi tentang pembahasan untuk mencari luasan perpindahan panas total (dimensi) atau re - design dari kondensor dan evaporator untuk penggunaan R-12 dan R-134a dan analisa hasil perhitungan.

**Bab VI Kesimpulan dan Saran**

Selanjutnya daftar lampiran, daftar notasi dan referensi yang digunakan.



## **BAB II**

### **TINJAUAN UMUM SIKLUS PENDINGIN, POMPA KALOR DAN REFRIGERAN R - 134a**



**BAB II**

**TINJAUAN UMUM**

**SIKLUS PENDINGIN, POMPA KALOR**

**DAN REFRIGERAN R-134a**

**2.1. TAHAPAN PROSES SIKLUS PENDINGIN**

Pada dasarnya siklus pendingin yang banyak dipakai adalah siklus pendingin kompresi uap, dimana siklus tersebut terdiri dari empat proses yaitu :

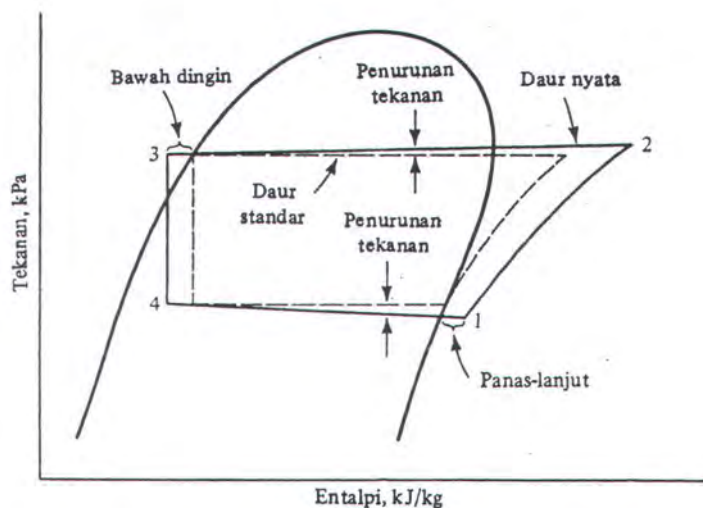
1. Proses Penguapan
2. Proses Kompresi
3. Proses Pengembunan
4. Proses Ekspansi

**2.1.1. Siklus kompresi uap ideal dan aktual**

Siklus kompresi uap aktual mengalami pengurangan efisiensi dibandingkan dengan siklus kompresi ideal. Perbedaan penting antara siklus aktual dan ideal terletak pada penurunan tekanan di dalam kondensor dan evaporator, dalam pembawahdinginan (subcooling) cairan yang meninggalkan kondensor, dan dalam pemanasan lanjut uap yang meninggalkan evaporator.

Siklus ideal dianggap tidak mengalami penurunan tekanan pada kondensor dan evaporator, tetapi pada siklus aktual terjadi penurunan tekanan karena adanya gesekan. Akibat dari penurunan tekanan ini, kompresi pada titik 1 dan 2 memerlukan lebih banyak kerja dibandingkan dengan siklus ideal.

Membawahdinginkan (subcooling) cairan di dalam kondensor adalah peristiwa normal dan melakukan fungsi yang diinginkan untuk menjamin bahwa seluruh refrigeran yang memasuki alat ekspansi dalam keadaan 100% cair. Pemanasan lanjut uap biasanya terjadi di dalam evaporator, dan disarankan sebagai pencegah cairan agar tidak memasuki kompresor. Perbedaan terakhir pada siklus aktual adalah kompresi yang tidak lagi isentropik, dan terdapat ketidakefisienan yang disebabkan oleh gesekan dan kerugian-kerugian lain.



Gambar 2.1, Siklus Kompresi Uap ideal dibanding aktual

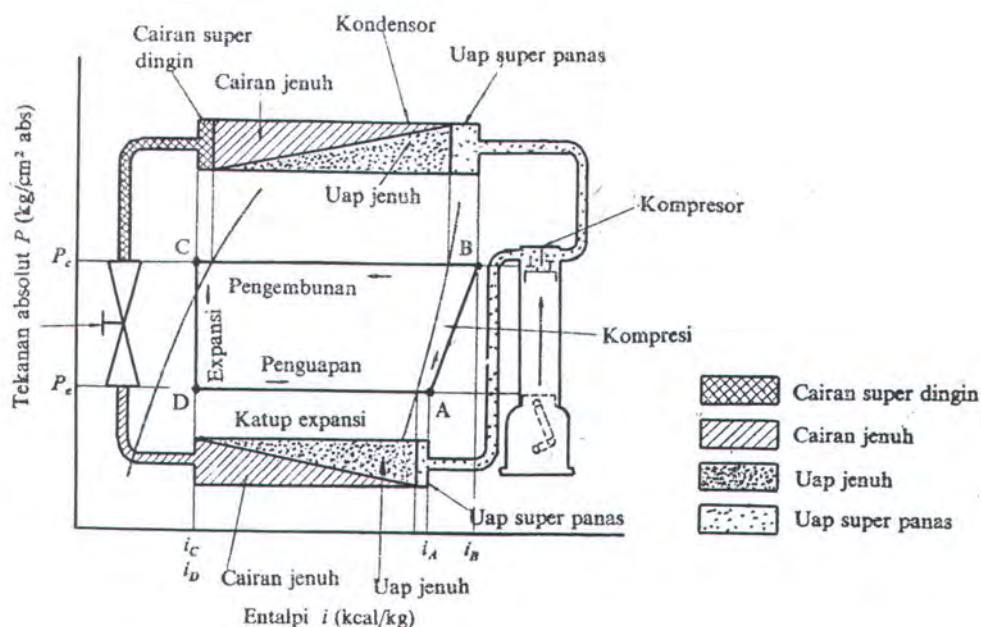
## 2.2. PERUBAHAN TINGKAT KEADAAN REFRIGERAN

Beberapa hal yang menyangkut pada siklus refrigerasi pada diagram mollier adalah :

1. Garis horisontal menunjukkan proses tekanan konstan, terjadi pada penguapan refrigeran dalam evaporator dan pengembunan didalam kondensor. Kenaikkan dan penurunan entalpi adalah sama dengan jumlah kalor yang dimasukkan dan jumlah kalor yang dilepaskan oleh refrigeran.

2. Proses kompresi didalam kompresor dapat dianggap adiabatik reversible (isentropik), sehingga terjadi pada garis entropi konstan. Kerja yang dilakukan oleh kompresor (isentopik) adalah sama dengan menaikkan entalpi refrigeran antara seksi keluar dan seksi masuk kompresor.
3. Ekspansi throttling, yaitu proses penurunan tekanan pada entalpi konstan, yang terjadi pada waktu refrigeran melalui katup kspansi dinyatakan berlangsung sepanjang garis iso-entalpi (arah vertikal). Jadi entalpi refrigeran sebelum dan sesudah katup ekspansi adalah sama.
4. Dalam proses refrigerasi ini, perpindahan kalor antara refrigeran dan lingkungannya dianggap hanya terjadi pada evaporator dan kondensor saja. Selain itu selama proses tersebut dianggap tidak terjadi kerugian tekanan karena gesekan atau sebab lainnya.

Dibawah ini digambarkan diagram yang menandai perubahan tingkat keadaan refrigeran.

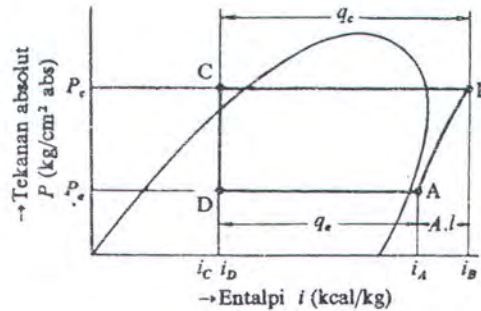


Gambar 2.2, Perubahan tingkat keadaan refrigeran



### 2.3. PERHITUNGAN TERMODINAMIKA BERDASAR SIKLUS PENDINGIN

Perhitungan termodinamika berdasar siklus pendingin terdapat dibawah ini.



Gambar 2.3, Perhitungan Siklus Pendingin

1. Kalor yang diserap dalam evaporator (efek refrigrasi) sebesar :

$$q_e = i_A - i_D \quad (2.1)$$

2. Kalor eqivalen dari kerja kompresi terhadap 1 kg refrigeran sama dengan kenaikan entalpy yang terjadi selama proses kompresi dari A - B. Maka kerja kompresi :

$$Al = i_B - i_A \quad (2.2)$$

3. Kalor yang dilepaskan didalam kondensor harus sama dengan efek refrigrasi

$q_e$  dan kalor eqivalen dari kerja kompresi, Maka :

$$q_e = i_A - i_D$$

$$Al = i_B - i_A$$

$$q_c = (i_A - i_D) + (i_B - i_A)$$

$$q_c = i_B - i_D \quad (2.3)$$

$$q_c = i_B - i_C \quad (2.4)$$

4. Jumlah refrigeran yang bersirkulasi adalah refrigeran yang dimasukkan dan diuapkan didalam evaporator, untuk memperoleh kapasitas refrigersi yang diperlukan . Maka :

$$Q_e = m \cdot q_e \text{ atau } m = Q_e / q_e \quad (2.5)$$

Dan volume uap refrigeran adalah :

$$V = m \cdot v_r \quad (2.6)$$

$$= Q_e \cdot v_r / q_e$$

$$= Q_e \cdot v_r / (i_A - i_D)$$

5. Koefisien prestasi, dipergunakan untuk menyatakan efisiensi dari siklus refrigerasi. Koefisien Prestasi untuk mesin refrigerator akan berbeda dengan mesin pompa kalor (heat pump).

- Untuk Mesin Refrigerator :

Koefisien prestasi didefinisikan sebagai kalor yang diserap dalam evaporator dibagi kalor ekviven dari kerja kompresor

$$\begin{aligned} KP &= q_e / A l \\ &= \frac{i_A - i_D}{i_B - i_A} \end{aligned} \quad (2.7)$$

- Untuk Mesin Pompa Kalor (heat pump) :

Koefisien prestasi adalah sebagai perbandingan kalor yang dilepaskan dalam kondensor dengan kalor ekivalen dari kerja dari kompresor

$$\begin{aligned} KP &= q_c / A l \\ &= \frac{i_B - i_C}{i_B - i_A} \end{aligned} \quad (2.8)$$

keterangan :

P = tekanan ,(bar abs)

i = entalpi spesifik, (kJ/kg)

q<sub>e</sub> = efek refrigerasi per 1 kg gasrefrigeran, (kJ/kg)

$q_c$  = kalor pengembunan per 1 kg gas refrigeran (kJ/kg)

$Al$  = kalor ekivalen dari kerja yang dilakukan, (kJ/kg)

$Q_e$  = kapasitas refrigerasi, (kW)

$m$  = jumlah refrigeran yang bersirkulasi, (kg/s)

$V$  = volume uap refrigeran yang dipindahkan kompresor, (l/s)

$v_r$  = volume spesifik uap refrigeran, (l/kg)

Harga-harga tersebut diatas pada diagram mollier berlaku untuk 1 kg refrigeran. Oleh karena itu untuk menetapkan kapasitas refrigerasi, volume langkah torak, dan sebagainya harga-harga tersebut harus dikalikan dengan jumlah refrigeran yang bersirkulasi.

## 2.4. POMPA KALOR

Sebenarnya semua sistem refrigerasi adalah pompa kalor karena sistem-sistem tersebut menyerap energi kalor pada tingkat suhu yang rendah dan membuangnya ke tingkat suhu yang tinggi.

Dalam hal pompa kalor adalah suatu sistem yang memanfaatkan kalor yang dilepaskan di kondensor untuk pemanasan, jadi tidak dibuang ke atmosfer.

Pompa kalor dapat dikelompokkan menjadi empat kelompok yaitu :

### 1. Pompa Kalor Paket

Pompa kalor kelompok ini biasanya digunakan pada rumah tempat tinggal, dan berukuran kecil dimana mampu memanaskan ruangan pada musim dingin dan mendinginkannya pada musim panas.



## **2. Pompa Kalor Sistem Non-Sentral**

Pompa kalor kelompok ini biasanya digunakan untuk pemanasan dan pendinginan bangunan-bangunan dimana terdiri dari beberapa pompa kalor dengan fungsi masing-masing, dalam hal mendinginkan atau memanaskan tergantung dari kebutuhan yang diperlukan.

## **3. Pompa Kalor Kondensor Berselubung Ganda**

Pompa kalor kelompok ini menggunakan kondensor berselubung ganda dan biasanya digunakan untuk pemanasan gedung pada waktu cuaca dingin.

## **4. Pompa Kalor Industri**

Pompa kalor kelompok ini digunakan dalam dunia industri, dan bisa dicontohkan pada pembuatan konsentrat sari buah dan distilasi.

### **2.5. TINJAUAN UMUM REFRIGERAN R-134a**

Refrigeran R-134a dengan nama kimia 1.1.1.2 tetrafluoroethane ( $C_2H_2F_4$ ) termasuk katagori HFC refrigeran adalah merupakan refrigeran yang bebas klorin sehingga tidak merusak lapisan ozon di atmosfer. Selain itu R-134a mempunyai global warming factor ± 90% lebih rendah dari pada HCFC refrigeran, sehingga efek rumah kaca (Green House Effect) dapat diperkacil.

Pada halaman berikutnya disajikan Skematis keberadaan R-134a dengan refrigeran yang lain :

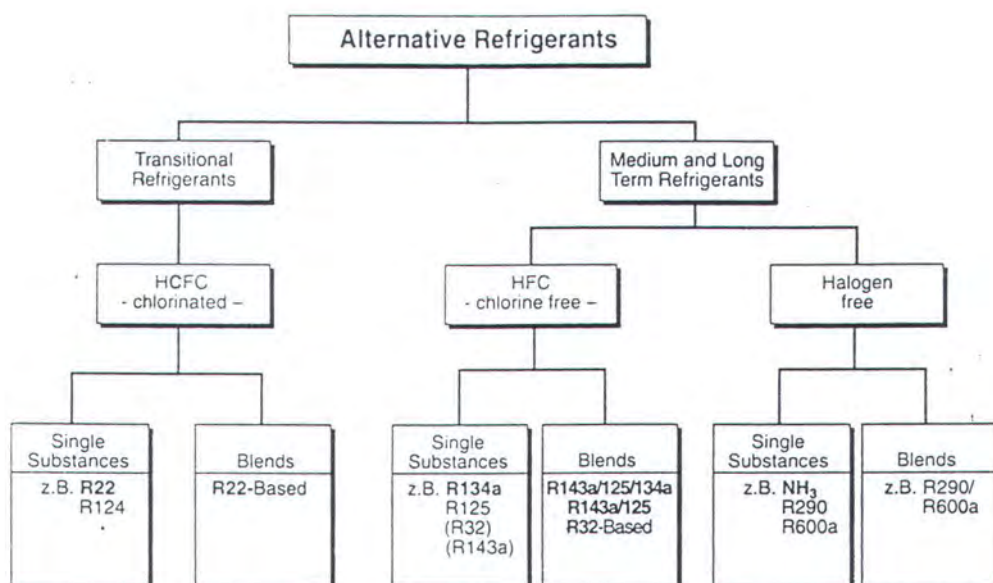


Fig. 1 General survey of the alternative refrigerants

Previous refrigerants	Transitional refrigerants			Medium and long term (chlorine free) alternatives			
	HCFC Single substance	HFC (retrofit) blends		HFC Single substances	HFC blends		Halogen free substances
		Type	Composition		Type	Composition	
R12	R22	R401A (HP39) R401B (MP66) FX56 FX57	R22/152a/124 R22/142b/124	R134a R152a	—	R134a/152a	R290*/ 600a**
R502	R22	R402A (HP80) R402B (HP81)	R22/125/290*	R32	R404A (HP62) (FX70)	R143a/125/134a	R290* NH <sub>3</sub>
		R403A (69L) R403B (69S) FX10	R22/218/290* R22/143a	R125 R143a	AZ50 FX40 RX4 KLEA60 KLEA61	R143a/125 R143a/125/32 R143a/125/32/134a R32/125/134a	
R22	R22		—	R134a R32	AC9000 KLEA66 AZ20 FX220	R32/125/134a R32/125/134a R32/125 R32/.../...	NH <sub>3</sub> R290*

\* R290 = Propane

\*\* R600a = Isobutane

Further substances and supplementary refrigerant data are shown on pages 22/23

Fig. 2 Alternatives for (H)CFC refrigerants (summary)

Refrigeran R-134a mempunyai sifat-sifat termodinamik yang mirip dengan R-12 dan sebanding dalam hal kapasitas refrigerasi, kebutuhan energi, karakteristik temperatur, dan level-level tekanan, paling sedikit pada pengkondisian udara dan pada range temperatur yang sedang. Oleh karena itu refrigeran R-134a dapat digunakan sebagai alternative pengganti sebagian besar penggunaan refrigeran R-12. Namun demikian R-134a tetap dipertimbangkan sebagai alternative pengganti R-22, walaupun perbedaan kapasitas refrigerasi spesifik membutuhkan kapasitas kompresor yang lebih besar.

Dibawah ini diberikan grafik performance dari refrigeran R-134a dan R-12.

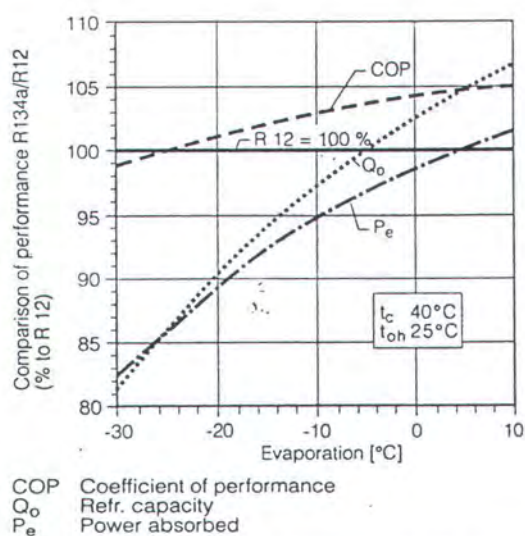


Fig. 7 R12/R134a - Comparison of performance data of an accessible hermetic compressor

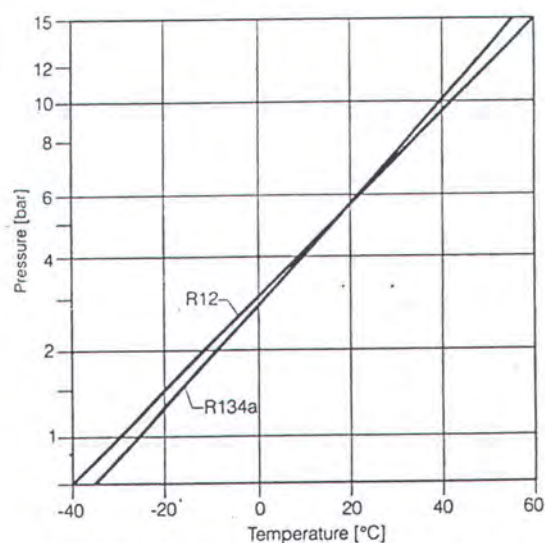


Fig. 8 R12/R134a - Comparison of pressure levels



Dalam penggunaan refrigeran R-134a ini harus digunakan minyak pelumas yang cocok dan larut dengan R-134a sehingga tidak mengendap dalam Heat Exchanger dan Equipment lainnya. Minyak pelumas untuk R-134a ini adalah berbahan dasar Polyol-Ester dan Polyalkane Glycol (PAG) yang telah di uji dan dikembangkan oleh BITZER. Minyak pelumas ini mempunyai karakteristik yang mirip dengan minyak pelumas tradisional (mineral oil). Sebagai perbandingan, kandungan maximum uap air pada sistem refrigerasi, untuk mineral oil adalah 30 ppm sedangkan POE oil/Polyol-Ester adalah 200 ppm tanpa adanya problem dalam operasi dari sistem.

Hampir semua type kompresor bisa digunakan pada penggunaan R-134a, namun dibutuhkan adanya modifikasi pada kompresor, sistem minyak pelumas dan sistem kontrolnya.

Tabel. 2.1, Beberapa type kompresor pada penggunaan R-134a.

System No.	Rack Name	Refrigerant	Load (MBH)	Compressor		Oil	
				Type	Quantity	Grade (SUS)	Type
1	-25°F/-15°F Low-temperature	HCFC-22	126/177	Semi, Screw	2	300	AB
2	-25°F/-15°F Low-temperature	HCFC-22	126/177	Open, Screw	1	300	AB
3	-25°F/-15°F Low-temperature	HCFC-22	126/177	Semi, Recip	2	300	AB
4	+15°F Med-temperature	HFC-134a	239	Open, Recip	2	300	POE
5	+20°F Med-temperature	HFC-134a	540	Open, Screw	3	300	POE
6	+20°F Med-temperature	HFC-134a	540	Open, Recip	3	300	POE
7	+20°F Med-temperature	HFC-134a	540	Semi, Recip	4	300	POE
8	Air Conditioning	HFC-134a	1,200	Open, Recip	4	150	POE

Legend: Open—Open Drive; Semi—Semihhermetic; AB—Alkylbenzene; POE—Polyol Ester

Selanjutnya dibawah ini ditabelkan perbandingan spesifikasi refrigeran R-12 dan R-134a yang diambil dari majalah Bityzer "Refrigeran Report" No.9306 E.

Tabel 2.2, Spesifikasi R-12 dan R-134a

Spesifikasi	R-12	R-134a
Rumus Molekul	$\text{CCl}_2\text{F}_2$	$\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$
Application range*	HH H M L	HH H M L
Ozone Depletion Potential	1,0	0
Green House Effect	3,0	0,29
Flammability	tidak	tidak
Toxicity AEL [TLV] (ppm)	1000	1000
Boiling temp (C)	-30	-26
Critical temp (C)	112	101
Cond temp at 26 bar (C)	86	80
Refr Capacity (%)**	100 (M)	97 (M)
COP (%)	100	103
Discharge gas temp (K)	0	-8
Lubricant (compresor)***	M MA A (E)	E

\*. Application Range  
 HH Extra high temp  
 H High temp  
 M Medium temp  
 L Low temp  
 XL Extra low temp

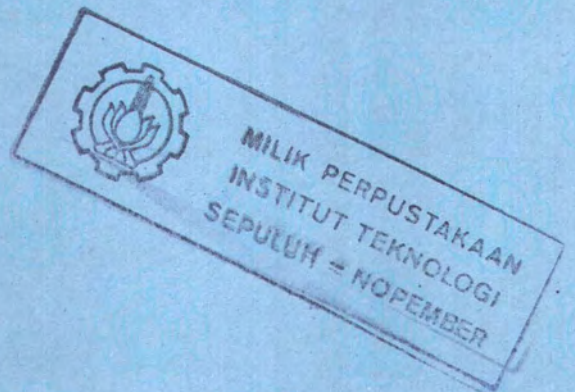
\*\* Refr. capacity  
 H High temp (+7/55 C)  
 M Medium temp (-10/40 C)  
 L Low temp (-35/40 C)

\*\*\*. Lubricant (compresor)  
 M Mineral oil  
 MA Mineral oil + Alkyl benzene  
 E (Polyol-) Ester  
 PAO Poly alpha olefin  
 PAG Poly glycol



## **BAB III**

### **KOMPONEN - KOMPONEN UTAMA MESIN PENGINGIN**





## **BAB III**

### **KOMPONEN-KOMPONEN UTAMA MESIN REFRIGERASI**

#### **3.1. KOMPRESOR**

Kompresor adalah salah satu komponen prinsip dalam sistem refrigerasi. Kompresor menghisap refrigeran dari evaporator dan mengeluarkannya ke kondensor pada temperatur yang lebih tinggi daripada temperatur sekeliling.

Kompresor dapat dibagi dalam dua jenis utama, yaitu kompresor positip dan kompresor non positip, dimana dapat digolongkan dibawah ini :

- ♦ Kompresor Positip :
  1. Kompresor Torak
  2. Kompresor Putar
  3. Kompresor Sekrup
- ♦ Kompresor Non Positip :
  1. Kompresor sentrifugal

Selain itu kompresor dapat digolongkan menurut konstruksinya, yaitu :

1. Jenis Terbuka
2. Jenis Semi Hermetik
3. Jenis Hermetik

Dan masih banyak penggolongan yang lain, menurut bentuknya, kecepatan putarnya, dll.

### 3.1.1. Kebutuhan Daya

Daya yang ditimbulkan oleh suatu kompresor ideal adalah hasil kali antara laju aliran masa dan kenaikan entalpi selama proses kompresi isentropik.

$$P_{\text{comp}} = m \Delta h_{\text{comp}} \quad (3.1) \quad (\text{Ref 1. hal 199})$$

dimana :

$P_{\text{comp}}$  = Daya yang dibutuhkan kompresor, kW

$m$  = laju aliran masa, kg/s

$\Delta h_{\text{comp}}$  = Perbedaan entalpi spesifik selama kompresi isentropik, kJ/kg

Jika daya tersebut diatas merupakan daya kompresi isentropik atau entropi konstan, maka daya motor listrik penggerak kompresor yang diperlukan adalah :

$$P_{\text{comp}}' = P_{\text{comp}} / \eta_c \cdot \eta_m \quad (3.2) \quad (\text{Ref 2. hal 140})$$

dimana :

$P_{\text{comp}}'$  = daya motor penggerak kompresor, kW

$P_{\text{comp}}$  = daya kompresor isentropik, kW

$\eta_c$  = efisiensi kompresi = 0,85 (Ref 3 hal. 288)

$\eta_m$  = efisiensi mekanis = 0,90

Namun sebaiknya dipergunakan daya motor penggerak kompresor 10% lebih tinggi, untuk mengatasi kenaikan beban karena perubahan kondisi operasi dan untuk memberikan momen putar yang tinggi pada waktu start.

### 3.2.2. Kapasitas Kompresor

Kapasitas refrigerasi dari sebuah mesin refrigerasi tergantung pada kemampuan kompresor memenuhi jumlah gas refrigeran yang perlu disirkulasikan. Untuk kompresor torak, secara teori kapasitas kompresor dapat dinyatakan sebagai :

$$V = 0,25 \pi D c l \text{ Ltr } z n 60 \text{ (m}^3 \text{ /jam)} \quad (3.3) \quad (\text{Ref 2. hal 133})$$

dimana :

$D_{cl}$  = diameter silinder, m

$L_{tr}$  = panjang langkah torak, m

$z$  = jumlah silinder

$n$  = jumlah putaran poros per menit

### 3.2. KONDENSOR DAN EVAPORATOR

Penggunaan kondensor dan evaporator dalam sistem refrigerasi adalah sebagai penukar kalor, maka keduanya memiliki beberapa sifat tertentu. Salah satu penggolongan kondensor dan evaporator didasarkan pada apakah refrigeran berada didalam atau diluar pipa, dan berbentuk apakah fluida yang mendinginkan kondensor atau yang didinginkan di evaporator, berbentuk gas atau cairan. Tetapi biasanya berupa udara atau air, kendati juga bisa digunakan bahan-bahan lain.

Kondensor dan evaporator yang paling banyak digunakan adalah penukar kalor jenis tabung dan pipa (Shell and tube) dan penukar kalor koil bersirip (finned coil heat exchanger).

#### 3.2.1. Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh (The Overall Heat Transfer)

Koefisien perpindahan panas menyeluruh disini merupakan hasil dari gabungan perpindahan panas konduksi dan konveksi dan mengabaikan perpindahan panas radiasi, yang juga merupakan koefisien perpindahan panas yang terjadi di dalam penukar kalor (kondensor dan evaporator). Untuk mencari koefisien perpindahan panas menyeluruh ini dapat didekati dengan analisa susunan pelat datar maupun susunan silinder berlubang.

Dalam hal ini diasumsikan bahwa proses perpindahan panas yang terjadi, adalah :

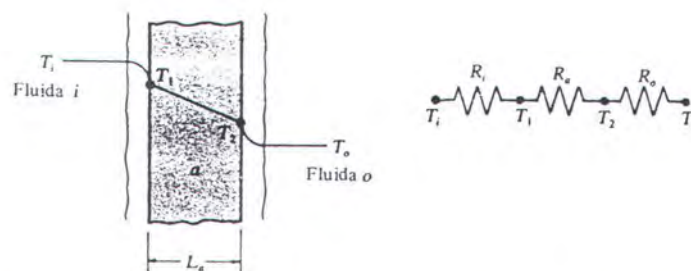
##### 1. Keadaan Steady



2. Perpindahan panas mempunyai arah satu dimensi
3. Sifat-sifat atau properties adalah konstan
4. Tidak ada panas yang dibangkitkan
5. Perpindahan panas radiasi

### A. Dinding Datar

Dibawah ini digambarkan analisa perpindahan panas menyeluruh melalui dinding datar satu lapis :



Gambar 3.1 Perpindahan panas menyeluruh melalui dinding datar satu dimensi

Maka perpindahan panas dinyatakan :

$$\begin{aligned}
 q &= h_i A (T_i - T_1) = \frac{k}{L_s} A (T_1 - T_2) \\
 &= h_o A (T_2 - T_o)
 \end{aligned}
 \quad (\text{Ref 5. hal 21})$$

(3.4)

Sehingga diperoleh perpindahan panas menyeluruh dengan jalan membagi beda suhu menyeluruh dengan jumlah tahanan thermal :

$$q = \frac{T_A - T_B}{\sum R_{th}}$$

$$q = \frac{T_i - T_o}{\frac{1}{h_i A} + \frac{L_s}{k A} + \frac{1}{h_o A}} \quad (3.5)$$

dimana :

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{h_i A} &= \text{tahanan thermal konveksi} \\
 \frac{L_s}{k A} &= \text{tahanan thermal konduksi}
 \end{aligned}$$

$q$  = laju perpindahan panas menyeluruh

$T_{i,o}$  = temperatur fluida sisi dalam dan luar

Dengan melihat tahanan thermal konduksi dan tahanan thermal konveksi dapat disimpulkan bahwa laju perpindahan panas menyeluruh adalah sebagai hasil gabungan proses konduksi dan konveksi yang dirumuskan dalam gabungan :

$$q = U A \Delta T \text{ menyeluruh} \quad (3.6)$$

dimana  $U$  sebagai koefisien perpindahan panas menyeluruh dan  $A$  adalah luas permukaan aliran panas, sehingga sesuai dengan persamaan (3.6), koefisien perpindahan panas menyeluruh  $U$  adalah :

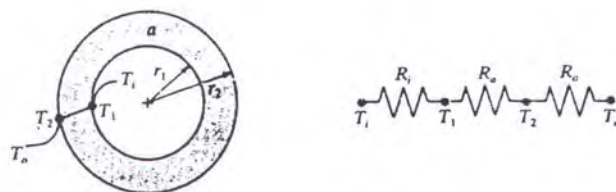
$$U = \left[ \frac{1}{h_i} + \frac{L_a}{k_a} + \frac{1}{h_o} \right]^{-1} \quad (3.7)$$

dan untuk dinding datar berlapis banyak a,b,....

$$U = \left[ \frac{1}{h_1} + \frac{L_a^*}{k_a} + \frac{L_b}{k_b} + \dots + \frac{1}{h_o} \right]^{-1} \quad (3.8)$$

## B. Sistem Radial

Untuk silinder bolong yang terkena lingkungan konveksi dipermukaan bagian dalam dan luarnya, dimana  $T_i$  dan  $T_o$  adalah suhu kedua fluida. Luas bidang konveksi tergantung dari diameter dalam tabung dan tebal dinding.



Gambar 3.2 Perpindahan panas menyeluruh melalui silinder bolong satu dimensi

Maka perpindahan panas menyeluruh adalah :

$$q = \frac{T_i - T_o}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o}} \quad (3.9) \quad (\text{Ref 5. hal 22})$$

Selanjutnya diperoleh koefisien perpindahan panas menyeluruh yang dapat didasarkan atas luas permukaan dalam  $A_1$  atau luas permukaan luar tabung  $A_2$ .

$$U_i = \left[ \frac{1}{h_i} + \frac{A_1 \ln(r_2/r_1)}{2\pi k L} + \frac{A_1}{A_2 h_o} \right]^{-1} \quad (3.10)$$

$$U_o = \left[ \frac{A_2}{A_1 h_i} + \frac{A_2 \ln(r_2/r_1)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o} \right]^{-1} \quad (3.11)$$

dengan memasukkan harga,

$$A_2 = 2 \pi r_2 L$$

$$A_1 = 2 \pi r_1 L$$

Persamaan (3.10) dan (3.11) menjadi ,

$$U_i = \left[ \frac{1}{h_i} + \frac{r_1 \ln(r_2/r_1)}{k} + \frac{r_1}{r_2 h_o} \right]^{-1} \quad (3.12)$$

$$U_o = \left[ \frac{r_2}{r_1 h_i} + \frac{r_2 \ln(r_2/r_1)}{k} + \frac{1}{h_o} \right]^{-1} \quad (3.13)$$

atau dengan parameter diameter  $D_2$  dan  $D_1$

$$U_i = \left[ \frac{1}{h_i} + \frac{D_1 \ln(D_2/D_1)}{2k} + \frac{D_1}{D_2 h_o} \right]^{-1} \quad (3.14)$$

$$U_o = \left[ \frac{D_2}{D_1 h_i} + \frac{D_2 \ln(D_2/D_1)}{2k} + \frac{1}{h_o} \right]^{-1} \quad (3.15)$$

dimana :

$U_i$  = koefisien perpindahan panas menyeluruh berdasarkan pada luas permukaan dalam pipa,  $W/m^2 K$ .

$U_o$  = koefisien perpindahan panas menyeluruh berdasarkan pada luas permukaan luar pipa,  $W/m^2 K$



Persamaan diatas berlaku untuk keadaan permukaan pipa yang halus bersih, tetapi selama penukar kalor/kondensor, evaporator beroperasi permukaan pipa akan mendapat pengotoran. Maka dari itu akan menimbulkan tahanan pengotoran  $Rd$ , sehingga persamaannya menjadi,

$$U_i = \left[ \frac{1}{h_i} + Rd_i + \frac{D_1 \ln(D_2/D_1)}{2k} + \frac{D_1}{D_2} Rd_o + \frac{D_1}{D_2} \frac{1}{h_o} \right]^{-1} \quad (3.16)$$

$$U_o = \left[ \frac{1}{h_o} + Rd_o + \frac{D_2 \ln(D_2/D_1)}{2k} + Rd_i \frac{D_1}{D_2} + \frac{D_1}{D_2} \frac{1}{h_i} \right]^{-1} \quad (3.17)$$

Persamaan (3.16) maupun (3.17) digunakan terutama untuk kondensor dan evaporator selongsong dan tabung (berpendinginan air).

Untuk kondensor dan evaporator pipa bersirip (pendinginan udara) terdiri dari atas dua bagian yaitu permukaan pipa diantara sirip-sirip ( $A_p$ ), dan permukaan sirip ( $A_e$ ). Selanjutnya  $A_p + A_e = A_o$  disebut permukaan luar dan  $A_i$  adalah permukaan dalam dari kondensor atau evaporator. Sehingga koefisien perpindahan panas menyeluruh kondisi bersih dapat dirumuskan :

(Ref 1. hal 229)

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_o (A_p + \eta A_e)} + \frac{x}{k A_m} + \frac{1}{h_i A_i} \quad (3.18)$$

Tahanan termal konduksi  $\frac{x}{k A_m}$  bisa diidentikan dengan  $Rk = \ln(D_o/D_i)$  dan  $h_o = h_a$  serta  $h_i = h_r$ , sehingga persamaan (3.18) menjadi,

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_o (A_p + \eta A_e)} + Rk + \frac{1}{h_i A_i} \quad (3.19)$$

dimana :

$U_o$  = koefisien perpindahan panas total berdasar luas permukaan luar,  $W/m^2 \text{ K}$

$A_o$  = luas permukaan luar pipa, m

$h_a$  = koefisien konveksi sisi udara,  $W/m^2 \text{ K}$

$\eta$  = keefektifan sirip

$Rk$  = tahanan termal konduksi dinding pipa

$hr$  = koefisien konveksi sisi refrigeran,  $W/m^2 K$

$A_i$  = luas permukaan dalam pipa, m

Sedangkan untuk kondisi kotor persamaan (3.19) menjadi :

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_o(A_p + \eta A_e)} + R_{d_o} \frac{1}{(A_p + A_e)} + Rk + R_{d_i} \frac{1}{A_i} + \frac{1}{h_i A_i} \quad (3.20)$$

Keefektifan sirip dapat dicari dengan rumusan,

$$\eta = 1 - \frac{A_e}{A_p} (1 - \eta_f) \quad (3.21) \quad (\text{Ref 17. hal 135})$$

dengan,  $\eta_f$  = efektifitas satu sirip adalah :

$$\eta_f = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}$$

Untuk sirip dengan lebar lebih besar dari pada tebalnya (sirip tipis) maka harga ,

$$mL_c = \left[ \frac{2h_o}{k} \right]^{1/2} L_c \quad (3.22) \quad (\text{Ref 17. hal 132})$$

dimana :

$h_o$  = koefisien konveksi sisi udara,  $W/m^2 K$

$k$  = konduktivitas termal sirip,  $W/m K$

$t$  = tebal sirip, m

$L_c$  = panjang sirip setelah koreksi (lihat lamp 16)

=  $L + t/2$  untuk sirip siku empat

=  $L + r/2$  untuk sirip batang silinder

### 3.2.2. FAKTOR PENGOTORAN

Setelah dipakai beberapa lama, permukaan perpindahan panas penukar kalor mungkin dilapisi oleh berbagai endapan yang biasa terdapat dalam sistem aliran, atau mungkin permukaan itu mengalami korosi sebagai akibat interaksi antara fluida dengan bahan yang digunakan dalam konstruksi penukar kalor. Pengaruh menyeluruh dari hal

tersebut diatas biasa dinyatakan dengan faktor pengotoran (fouling faktor) atau tahanan pengotoran  $Rd$ , yang harus diperhitungkan bersama tahanan thermal lainnya, dalam menghitung koefisien perpindahan panas menyeluruh.

Faktor pengotoran harus didapatkan dari percobaan, yaitu dengan menentukan  $U$  untuk kondisi bersih dan kondisi kotor pada penukar kalor itu. Faktor pengotoran, oleh karena itu didefinisikan sebagai :

(Ref 5. hal 243)

$$Rd = \frac{1}{U_{kotor}} - \frac{1}{U_{bersih}} \quad (3.23)$$

Selanjutnya tabel faktor pengotoran dapat dilihat pada lampiran 11.

### 3.2.3. LAJU ALIRAN ENERGI

Hukum pertama thermodynamika menyebutkan bahwa zat mempunyai energi dan bahwa energi lestari (Reynolds, 1977), ini berarti energi tidak dapat dimusnahkan tapi dapat berpindah dari satu bentuk ke bentuk lainnya. Kalor merupakan salah satu bentuk perpindahan energi. Secara nyata perpindahan energi dalam bentuk kalor dapat diamati pada perubahan suhu suatu benda atau terjadinya perubahan fase pada benda tersebut.

Besarnya laju aliran energi pada fluida cair atau gas dengan adanya perbedaan temperatur pada laju masa yang konstan untuk tiap fasenya diberikan dengan persamaan :

$$Q = m \ c_p \ \Delta T \quad (3.24) \quad (\text{Ref 4. hal 11})$$

dimana :

$Q$  = laju aliran energi, W

$m$  = laju aliran masa dari fluida, kg/s

$c_p$  = panas jenis spesifik dari fluida pada temperatur rata-rata, J/kg K

$\Delta T$  = perbedaan temperatur fluida



Pada proses perubahan fase, tidak terjadi perubahan temperatur dari suatu benda. Sedangkan besarnya laju perpindahan energi pada proses perubahan fase dihitung dengan persamaan :

$$Q = m \lambda \quad (3.25) \quad (\text{Ref 4. hal 11})$$

dimana :

$\lambda$  = koefisien laju penguapan/pengembunan, yang besarnya merupakan selisih dari harga entalpi uap jenuh dan cair jenuh dari fluida tersebut pada titik didih yang ditinjau.

### 3.2.4. ANALISA KESEIMBANGAN ENERGI

Secara sederhana keseimbangan energi di dalam kondensor dan evaporator didefinisikan bahwa besarnya energi yang masuk ke sistem sama dengan besarnya energi yang keluar dari sistem.

#### A. Keseimbangan Energi di Evaporator

Untuk evaporator yang mendinginkan udara, maka besarnya/jumlah panas yang diterima refrigeran ( $Q_r$ ) sama dengan jumlah panas yang dilepaskan udara ( $Q_a$ ).

Sehingga :

$$Q_r (\text{terima}) = Q_a (\text{lepas})$$

$$m_r (i_{roe} - i_{rie}) = m_a c_{pa} (T_{ao} - T_{ai}) \quad (3.26)$$

dimana :

$m_r$  = laju aliran masa refrigeran, kg/s

$m_a$  = laju aliran masa udara, kg/s

$i_{roe}$  = entalpi refrigeran keluar evaporator, kJ/kg

$i_{rie}$  = entalpi refrigeran masuk evaporator, kJ/kg

$c_{pa}$  = panas jenis udara, kJ/kg K

$T_{ao}$  = suhu udara keluar, C

$T_{ai}$  = suhu udara masuk, C

### B. Keseimbangan Energi di Kondensor

Untuk kondensor yang didinginkan air, maka besarnya/jumlah panas yang diterima air pendingin ( $Q_w$ ) sama dengan jumlah panas yang dilepaskan refrigeran ( $Q_r$ ).

Sehingga :

$$Q_w (\text{terima}) = Q_r (\text{lepas})$$

$$m_w c_{pw} (T_{wo} - T_{wi}) = m_r (i_{rik} - i_{rok}) \quad (3.27)$$

dimana :

$m_w$  = laju aliran masa air pendingin, kg/s

$m_r$  = laju aliran masa refrigeran, kg/s

$c_{pw}$  = panas jenis air pendingin, kJ/kg K

$T_{wo}$  = suhu keluar air pendingin, C

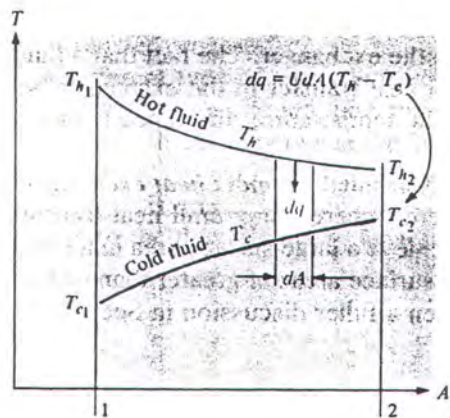
$T_{wi}$  = suhu masuk air pendingin, C

$i_{rik}$  = entalpi refrigeran masuk kondensor, kJ/kg

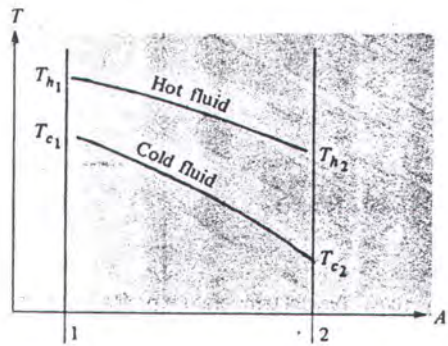
$i_{rok}$  = entalpi refrigeran keluar kondensor, kJ/kg

### 3.2.5. PERBEDAAN RATA-RATA LOGARITMIK TEMPERATUR (LOG MEAN TEMPERATURE DIFFERENCE)

Beda suhu ini merupakan perbedaan suhu pada satu ujung penukar kalor dikurangi dengan perbedaan suhu pada ujung yang satu lainnya dibagi dengan logaritme alamiah dari perbandingan kedua perbedaan suhu tersebut. Beda suhu ini berlaku untuk aliran sejajar (parallel flow) maupun aliran lawan arah (counter flow).



Gambar 3.3 Profil suhu aliran sejajar



Gambar 3.4 Profil suhu aliran lawan arah

Maka beda suhu rata-rata dapat dirumuskan dibawah ini berlaku untuk paralel flow maupun center flow.

$$LMTD = \frac{(Th_2 - Tc_2) - (Th_1 - Tc_1)}{\ln (Th_2 - Tc_2) / (Th_1 - Tc_1)} \tag{3.28}$$

dimana subskrip h dan c menandai fluida panas dan fluida dingin.

Penurunan rumus beda suhu rata-rata ini diasumsikan bahwa :

1. Koefisien perpindahan panas menyeluruh adalah konstan
2. Sistem itu adiabatik dimana pertukaran kalor berlangsung hanya antara kedua fluida saja tanpa pengaruh dari luar.
3. Suhu masing-masing fluida konstan di keseluruhan penampang tertentu.
4. Kalor spesifik fluida masing-masing fluida konstan menurut suhu.



Dan harga faktor koreksi  $F$  untuk harga LMTD di dalam perencanaan di dapat dari fungsi harga  $P$  dan harga  $R$  sebagai parameter dimana :

$$P = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{Th_1 - T_{c1}} \quad (3.29) \quad (\text{Ref 16. hal 18-3})$$

$$R = \frac{Th_1 - Th_2}{T_{c2} - T_{c1}} \quad (3.30)$$

dimana :

$Th_1$  = suhu fluida panas masuk, C

$Th_2$  = suhu fluida panas keluar, C

$T_{c1}$  = suhu fluida dingin masuk, C

$T_{c2}$  = suhu fluida dingin keluar, C

Sehingga harga LMTD setelah dikoreksi menjadi  $\Delta T = F \times \text{LMTD}$  dan digunakan dalam perencanaan suatu heat exchanger. Harga  $F$  didapatkan sebagai fungsi dari  $P$  dan  $R$  dari lampiran 14.

### 3.2.6. KOEFISIEN PERPINDAHAN PANAS DIDALAM PIPA (TUBE)

#### A. Pada Pipa Kondensor

Koefisien perpindahan panas di dalam pipa untuk kondensor pendinginan air (type Shell and tube) dapat dihitung dari bilangan Nusselt yaitu gabungan dari koefisien perpindahan panas konveksi, diameter equivalent pipa dan konduktivitas termal. Bilangan Nusselt juga merupakan fungsi dari bilangan Reynold ( $Re$ ) dan bilangan Prandtl ( $Pr$ ) :

$$Nu = \phi (Re) \psi (Pr) \quad (3.31)$$

Dimana  $\phi$  menyatakan fungsi bilangan Reynold dan  $\psi$  menyatakan fungsi bilangan Prandtl. Selanjutnya persamaan (3.31) menjadi :

$$\frac{h_1 De_t}{k} = c (Re)^{0.8} (Pr)^n \quad (3.32)$$

dimana :

$n = 0,4$  untuk pemanasan fluida

$n = 0,3$  untuk pendinginan fluida

Sehingga persamaan untuk kondensasi di luar pipa merupakan persamaan dengan  $n = 0,4$

yaitu :

$$\frac{h_i De_i}{k} = 0,023 (Re_i)^{0,8} (Pr)^{0,4} \quad (3.33) \quad (\text{Ref 1. hal 233})$$

atau

$$\frac{h_i Di_i}{k} = 0,023 \left[ \frac{Di_i G_i}{\mu} \right]^{0,8} \left[ \frac{cp \mu}{k} \right]^{0,4} \quad (3.34)$$

dimana :

$h_i$  = koefisien perpindahan panas konveksi  $W/m^2 K$

$k$  = konduktivitas termal fluida,  $W/m K$

$cp$  = kalor spesifik fluida  $J/kg K$

$\mu$  = viskositas dinamik fluida,  $N s/m^2$  atau  $kg/s m$

$Di_i$  = diameter dalam pipa, m

$G_i$  = mass velocities di dalam pipa,  $kg/s m^2$

$$G_i = \frac{m_r \cdot n}{N_t \cdot A_i'} \quad (3.35) \quad (\text{Ref 19. hal 150})$$

dimana :

$n$  = jumlah laluan dalam pipa (tube)

$N_t$  = jumlah pipa (tube)

$A_i'$  = luas aliran untuk satu pipa (tube), m

$m_r$  = laju aliran masa refrigeran,  $kg/s$

Sedangkan propertis fluida (Pers 3.34) ditentukan pada suhu rata-rata fluida,  $T_{av}$ .

$$T_{av} = \frac{T_i - T_o}{2} \quad (3.36)$$

dimana :

$T_i$  = suhu rata-rata fluida pada waktu masuk, C

$T_o$  = suhu rata-rata fluida pada waktu keluar, C

Dan berlaku untuk  $10\,000 < Re < 120\,000$  dan  $0,7 < Pr < 130$ , dengan perbedaan suhu permukaan pipa,  $T_s$  dan suhu rata-rata,  $T_{av}$  tidak lebih dari 10 F untuk zat cair dan 100 F untuk gas. Untuk harga suhu permukaan pipa  $T_s$  dapat dirumuskan :

$$T_s = T_{av_i} + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_{av_o} - T_{av_i}) \quad (3.37) \quad (\text{Ref 19. hal 98})$$

dimana :

$h_o$  = koefisien konveksi di luar pipa,  $W/m^2 \text{ K}$

$h_{io}$  = koreksi koefisien konveksi di dalam pipa  $W/m^2 \text{ K}$

$h_{io} = h_i \times \frac{D_i}{D_o}$  : faktor koreksi  $h_i$  (Ref 19 hal 97)

$T_{av}$  = suhu rata-rata fluida yang mengalir, C

$i_o$  = sisi dalam dan sisi luar.

## B. Pipa Evaporator

Koefisien perpindahan panas dalam pipa evaporator pendinginan udara (type pipa bersirip) adalah merupakan koefisien penguapan dari refrigeran. Koefisien penguapan refrigeran dalam pipa bersirip dapat dicari dengan rumusan dibawah ini :

$$\frac{h_r D_i}{k} = 0,115 [x^4 (1 - x^2)]^{0,11} \left[ \frac{G_i^2 h_{fg}}{g \rho_l} \right]^{0,44} [Pr]^{0,7} \quad (3.38) \quad (\text{Ref 4. hal 256})$$

dimana :

$h_r$  = koefisien penguapan refrigeran,  $W/m^2 \text{ K}$

$D_i$  = diameter dalam pipa refrigeran, m

$k$  = konduktivitas termal refrigeran cair,  $W/m \text{ K}$

$x$  = kualitas uap refrigeran

$g$  = percepatan gravitasi,  $m/s^2$

$h_{fg}$  = panas laten penguapan refrigeran,  $J/kg$

$\rho_l$  = masa jenis refrigeran cair,  $kg/m^3$

$Pr$  = bilangan Prandl refrigeran cair



$\sigma$  = tegangan permukaan refrigeran, N/m

$G_t$  = mass velocities didalam pipa, kg/s m<sup>2</sup>

Sedangkan properties fluida (Pers 3.38) ditentukan pada suhu rata-rata  $T_{av}$ .

• Mass velocities di dalam pipa ( $G_t$ )

$$G_t = \frac{\dot{m}_r}{A_t} \quad (3.39)$$

dimana :

$\dot{m}_r$  = laju aliran masa refrigeran, kg/s

$A_t$  = luas aliran dalam pipa, m

### 3.2.7. KOEFISIEN PERPINDAHAN PANAS DI LUAR PIPA

#### A. Pipa Kondensor

Koefisien perpindahan panas pada pipa kondensor untuk sistem refrigerasi meliputi koefisien perpindahan panas untuk perubahan fase (kondensing) dan koefisien perpindahan panas dengan perubahan temperatur, tanpa perubahan fase (subcooling dan desuperheating).

#### • Kondensasi :

Harga koefisien kondensasi untuk Shell and tube kondensor horisontal dapat diformulasikan dengan,

$$h_o = 0.725 \left[ \frac{\rho_l g (\rho_l - \rho_v) h_{fg} k_l^3}{\mu_l N_{gr} D_o (T_v - T_s)} \right]^{1/4} \quad (3.40) \quad (\text{Ref 1. hal 232})$$

dimana:

$h_o$  = koefisien kondensasi, W/m<sup>2</sup> K

$\rho_l$  = masa jenis film, kg/m<sup>3</sup>

$\rho_v$  = masa jenis vapour, kg/m<sup>3</sup>

$g$  = percepatan grafitasi, m/s<sup>2</sup>

$h_{fg}$  = kalor laten penguapan, J/kg

$k_f$  = konduktivitas film, W/m K

$\mu_f$  = viskositas film, N s/m<sup>2</sup> atau kg/s m

$N_v$  = jumlah pipa jajaran vertikal

$T_v$  = temperatur penguapan, C

$T_s$  = temperatur permukaan pipa, C

Properties fluida (Pers 3.40) ditentukan pada suhu film kondensasi,

$$T_f = (T_s + T_v)/2 \quad (3.41) \quad (\text{Ref 19. hal 260})$$

#### • Subcooling dan Desuperheating

Koefisien perpindahan panas diluar pipa (sisi shell) untuk subcooling maupun desuperheating dapat dirumuskan dibawah ini :

$$h_o = 0,36 \frac{k}{De_s} (\text{Re})^{0,55} (\text{Pr})^{1/3} \quad (3.42) \quad (\text{Ref 6 hal 605})$$

atau

$$h_o = 0,36 \frac{k}{De_s} \left[ \frac{De_s G_s}{\mu} \right]^{0,55} \left[ \frac{cp \mu}{k} \right]^{1/3} \quad (3.43)$$

dimana :

$h_o$  = koefisien konveksi diluar pipa, W/m<sup>2</sup> K

$k$  = konduktivitas termal fluida, W/m K

$G_s$  = mass velocities diluar pipa, kg/m<sup>2</sup> s

$De_s$  = diameter equivalent diluar pipa, m

$\mu$  = viskositas dinamik fluida, N s/m<sup>2</sup> atau kg/m s

$cp$  = panas spesifik fluida, J/kg

Properties fluida (Pers 3.43) ditentukan pada suhu rata-ratanya  $T_{av}$ .

- \* Mass velocities diluar pipa (sisi shell)

$$G_s = \frac{\dot{m}_r}{A_s} \quad (3.44) \quad (\text{Ref 19. hal 138})$$

dimana :

$\dot{m}_r$  = laju aliran masa refrigeran, kg/s

$A_s$  = luas permukaan luar pipa (shell)

$$A_s = \frac{D_{is} C B}{P_T N} \quad (3.45) \quad (\text{Ref 19. hal 138})$$

dimana :

$D_{is}$  = diameter dalam shell, m

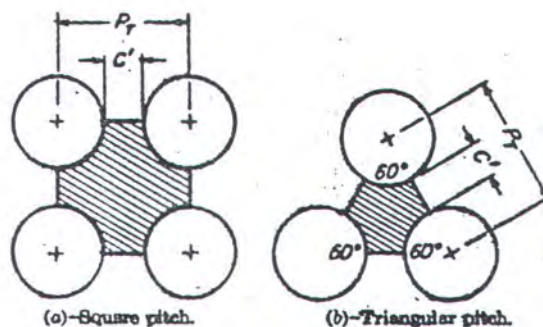
$C$  = jarak antar tube, m

$B$  = jarak baffle, m

$P_T$  = jarak antar sumbu, m

$N$  = jumlah laluan pada shell

- \* Diameter Equivalent shell ( $D_{es}$ ). (Ref 19. hal 139)



Gambar 3.5 Susunan tube dalam shell

1. Untuk Triangular Pitch

$$D_{es} = \frac{4[(0,43)P_T - 0,5\pi(D_o)^2/4]}{0,5\pi D_o} \quad (3.46)$$

2. Untuk Square Pitch

$$D_{es} = \frac{4[P_T - \pi(D_o)/4]}{\pi D_o} \quad (3.47)$$



## B. Pipa Evaporator

Koefisien perpindahan panas diluar pipa evaporator pendinginan udara dapat dicari dengan rumusan dibawah ini :

$$ha = J Ga cpa (Pr)^{-2/3} \quad (3.48) \quad (\text{Ref 9. hal 248})$$

dimana :

$$J = N_{st} Pr$$

$J$  = koefisien dari grafik  $J - Re$  (lamp 15), sebagai fungsi bilangan reynold

$cpa$  = panas jenis udara, J/kg K

$Ga$  = Mass velocities udara, kg/s

$Pr$  = bilangan prandl udara

Sifat-sifat fluida (Pers 3.48) ditentukan pada suhu rata-ratanya,  $T_{av}$

• Bilangan Reynold udara ( $Re_a$ )

$$Re_a = \frac{Dh G_a}{\mu_a} \quad (3.49) \quad (\text{Ref 9. hal 247})$$

dimana :

$Dh$  = diameter hidraulik penukar kalor, m

$\mu_a$  = viskositas dinamis udara, N s/m atau kg/s m

• Mass velocities udara ( $G_a$ )

$$G_a = \frac{m_a}{A_c} = \frac{m_a}{s A_{fr}} \quad (3.50) \quad (\text{Ref 9. hal 36})$$

dimana :

$m_a$  = laju aliran masa udara, kg/s

$A_c$  = luasan bebas aliran, m

$A_{fr}$  = luasan frontal evaporator, m

$s$  = konstanta perbandingan luasan =  $A_c/A_{fr}$

### **3.3. ALAT EKSPANSI**

Elemen dasar yang terakhir dalam siklus refrigerasi uap, setelah kompresor, kondensor dan evaporator adalah alat ekspansi. Alat ekspansi ini mempunyai dua kegunaan yaitu menurunkan tekanan refrigeran cair dan mengatur aliran refrigeran ke evaporator. Jenis alat ekspansi adalah berupa pipa kapiler dan katup ekspansi.

#### **3.3.1. Pipa Kapiler**

Pipa kapiler adalah pipa kecil berdiameter dalam 0,8 mm sampai 2,0 mm dengan panjang kurang lebih 1 meter. Pipa kapiler biasanya dipakai pada mesin refrigerasi berkapasitas rendah. Tahanan pipa kapiler yang dipergunakan untuk mentrotel dan menurunkan tekanan. Diameter dan panjang pipa kapiler ditetapkan berdasarkan kapasitas pendinginan, kondisi operasi dan jumlah refrigeran dari mesin refrigerasi yang bersangkutan.

#### **3.3.2. Katup ekspansi**

Katup ekspansi dipergunakan untuk mengexpansikan secara adiabatik cairan refrigeran yang bertekanan dan bertemperatur tinggi sampai mencapai tingkat keadaan tekanan dan temperatur rendah, jadi melaksanakan proses trortel atau proses ekspansi entalpi konstan. Selain itu, katup ekspansi mengatur pemasukan refrigeran sesuai dengan beban pendinginan yang harus dilayani oleh evaporator.

Jadi, katup ekspansi mengatur supaya evaporator dapat selalu bekerja sehingga diperoleh efisiensi siklus refrigerasi yang maksimal.

Katup ekspansi yang banyak digunakan adalah :

1. Katup ekspansi otomatis termostatik.
2. Katup ekspansi manual.
3. Katup ekspansi tekanan konstan

### **1. Katup Expansi otomatis termostatik**

Katup ekspansi otomatis termostatik berfungsi mengatur pembukaan katup, yaitu mengatur pemasukan refrigeran ke dalam evaporator, sesuai dengan beban pendinginan yang harus dilayani. Tetapi, bukan berarti bahwa katup ekspansi tersebut harus mengusahakan agar evaporator bekerja pada suatu temperatur penguapan yang konstan. Dalam hal tersebut perbedaan antara temperatur penguapan dan temperatur media yang akan didinginkan, dipertahankan supaya konstan.

### **2. Katup Expansi Manual**

Katup ekspansi manual adalah katup ekspansi dengan trodel yang diatur secara manual, yaitu menggunakan katup jarum.

### **3. Katup Expansi Tekanan Konstan**

Katup ekspansi tekanan konstan adalah katup ekspansi, di mana katup digerakkan oleh tekanan di dalam evaporator, untuk mempertahankan supaya tekanan di dalam evaporator konstan.



## **BAB IV**

### **PERMASALAHAN DAN PENGOLAHAN DATA**

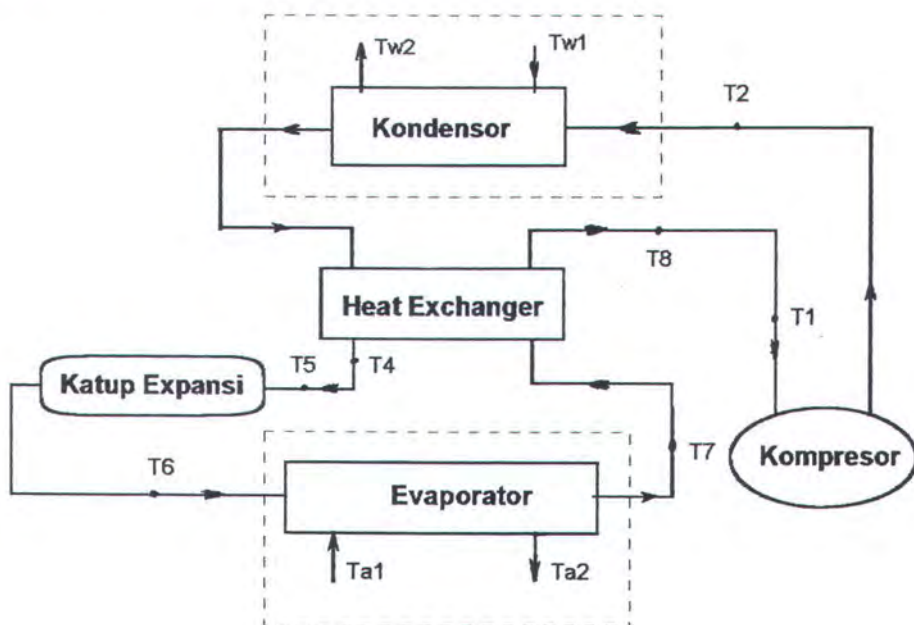
## BAB IV

### PERMASALAHAN DAN PENGOLAHAN DATA

#### 4.1. MESIN REFRIGERASI POLITEKNIK PERKAPALAN ITS SURABAYA

Mesin refrigerasi Politeknik Perkapalan ITS Surabaya, dalam hal ini mempunyai kapasitas refrigerasi maximum 5,25 kW. Unit mesin Refrigerasi ini mempunyai empat komponen pokok sebagai mana mesin refrigerasi yang lain, yaitu satu kompresor type semi hermetik, satu kondensor type sheel and tube pendingin air satu evaporator type pipa bersirip pendingin udara, satu katup ekspansi type termostatik dan satu heat Exchanger type sheel and tube yang menjadi satu kesatuan sistem yang kompleks. Mesin refrigerasi ini menggunakan refrigeran R-12 sebagai media kerjanya.

Skematis Mesin Refrigerasi itu dibawah ini.



Didalam kotak sebagai pokok bahasan

Gambar 4.1, Skematis Mesin Refrigerasi Poltek ITS



**Keterangan :****Untuk Sisi Refrigeran**

$T_1$  = suhu masuk kompresor

$T_2$  = suhu keluar kompresor

$T_3$  = suhu keluar kondensor

$T_4$  = suhu keluar cair heat exchanger

$T_5$  = suhu masuk katup ekspansi

$T_6$  = suhu masuk evaporator

$T_7$  = suhu keluar evaporator

$T_8$  = suhu keluar gas heat exchanger

**Sisi Air Pendingin Kondensor**

$T_{w1}$  = suhu air pendingin masuk kondensor

$T_{w2}$  = suhu air pendingin keluar kondensor

**Sisi Udara Yang Melewati Evaporator**

$T_{a1}$  = suhu udara masuk evaporator

$T_{a2}$  = suhu udara keluar evaporator

Perlu diketahui bahwa mesin refrigerasi Politeknik Perkapalan ITS Surabaya ini direncanakan untuk kondisi (design condition) dibawah ini :

- Suhu udara kering masuk evaporator = 25 C
- Suhu air pendingin masuk kondensor = 20 C
- Suhu jenuh refrigeran masuk kompresor (temperatur penguapan) = 10 C pada tekanan 4,233 bar
- Suhu pengembunan = 60 C pada tekanan 15,259 bar
- Kapasitas refrigerasi maksimum  $Q_e = 5,25$  kW pada COP = 3



- Laju aliran volume udara  $V_a = 0,35 \text{ m}^3/\text{s}$
- Laju aliran volume air pendingin  $V_w = 6 \text{ l/min}$

Dari data design condition diatas penulis mencoba menghitung luas permukaan (dimensi) kondensor dan evaporator sebagai re-design untuk penggunaan R-134a dan R-12 sehingga diperoleh seberapa jauh perbedaannya pada kapasitas refrigerasi yang sama.

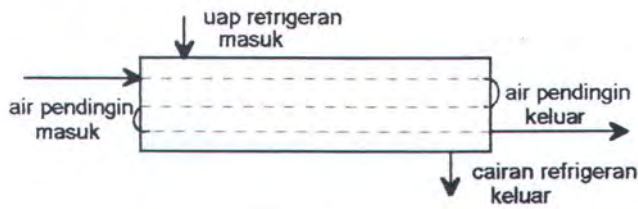
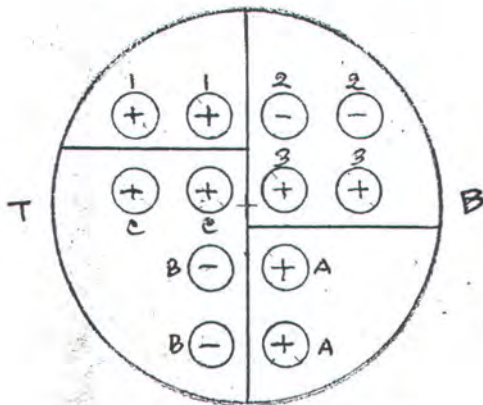
## 4.2. DATA SPESIFIKASI KOMPONEN

### A. Kompresor :

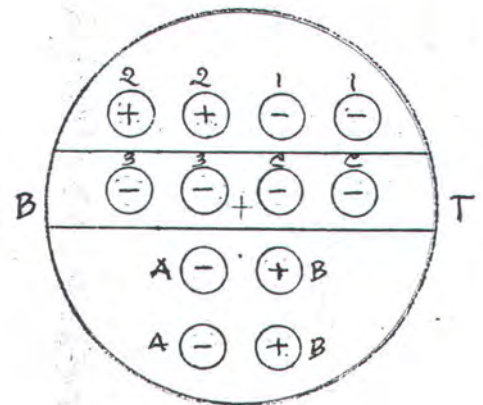
- Jenis/Type : Semi hermetic/Reciprocating
- Jumlah silinder : 2 buah
- Diameter silinder : 48 mm
- Panjang langkah : 30 mm
- Kapasitas : 9,46 m<sup>3</sup>/hr pada putaran 1450 rpm
- Tekanan maksimum : 25 bar

### B. Kondensor :

- Type : Shell and tube (water cooled)
- Jumlah laluan :  $N=1$  laluan pada shell  $n=3$  laluan pada tube
- Diameter dalam shell  $D_s$  : 98,45 mm
- Diameter luar tube  $D_o$  : 13,7 mm
- Diameter dalam tube  $D_i$  : 9,54 mm
- Jumlah tube  $N_t$  : 12 buah
- Jarak antar sumbu  $P_T$  : 17,5 mm
- Jarak antar tube  $C$  : 3,8 mm
- Bahan tube : tembaga (cooper)

**GENERAL LAYOUT****PENAMPANG SISI MASUK**

+ Menyatakan masuk ke dalam  
- Menyatakan keluar dari dalam

**PENAMPANG SISI KELUAR**

Gambar. 4.2, Layout kondensor

**C. Heat Exchanger :**

- Type : Shell and tube (water cooled)
- Jumlah laluan : 1 laluan pada shell 1 laluan pada tube

**D. Katup Ekspansi :**

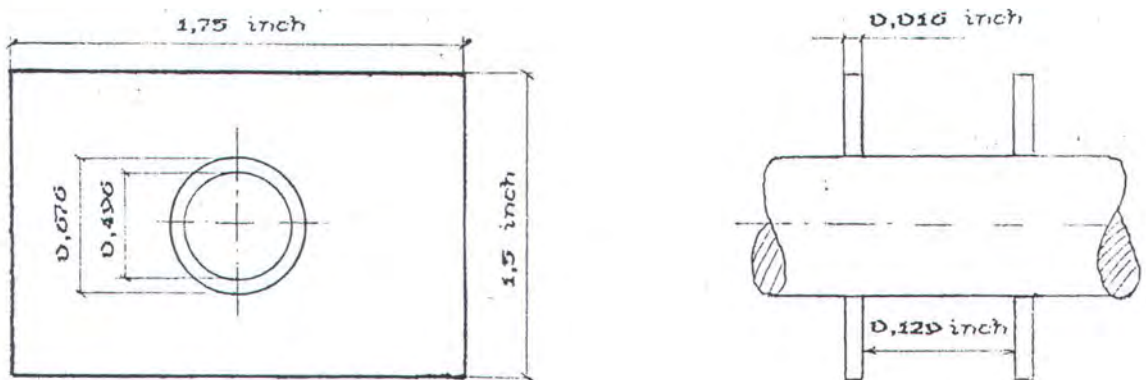
- Type : Thermostatic Expansion valve

**E. Evaporator :**

- Jenis : Direct- Expansion Fan Coil (pipa bersirip luar)
- Bahan tube : tembaga
- Bahan sirip : Aluminium
- Diameter luar tube : 17.1 mm
- Diameter dalam tube : 12,52 mm

- Tebal sirip : 0,40 mm

Spesifikasi evaporator ini mendekati spesifikasi evaporator pada lamp 15, maka sebagai pendekatan untuk analisa digunakan spesifikasi evaporator pada lamp 15 tersebut. Dibawah ini digambarkan karakteristik evaporator type 7.75 - 5/8 T (lamp 15) untuk satu pipa.



Gambar 4.3 Karakteristik evaporator type 7.75-5/8T

Dari gambar diatas dapat diperoleh perhitungan :

• **Luas actual sirip sepanjang 1 inch**

1. Luas satu sirip =  $1,75 \times 1,5$

$$= 2,625 \text{ in}^2 = 1,693545 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Untuk 2 permukaan =  $3,38709 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

2. Luas pipa (tube) =  $(0,25)(3,14)(0,676) = 0,358 \text{ in}^2$

$$= 2,314 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Untuk 2 permukaan =  $4,628 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$

Luas actual satu sirip =  $3,38709 \cdot 10^{-3} - 4,628 \cdot 10^{-4}$

$$= 2,92429 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Sehingga untuk sepanjang 1 inch :

$$A_f = 7,75 \text{ sirip} \times 2,92429 \cdot 10^{-3} = 0,022663247 \text{ m}^2$$



## \* Luas actual pipa sisi luar sepanjang 1 inch

1. Luas pipa sisi luar sepanjang 1 inch

$$= (3,14)(0,676)(1) = 2,12264 \text{ in}^2$$

2. Luas yang dilingkupi sirip sepanjang 1 inch

$$= (3,14)(0,676)(0,016)(7,75) = 0,263207 \text{ in}^2$$

Sehingga luas actual pipa sepanjang 1 inch

$$A_p = 2,12264 - 0,263207 = 1,85943 \text{ in}^2$$

$$= 1.19963 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

## \* Luas permukaan luar evaporator sepanjang 1 inch

$$A_o = A_f + A_p$$

$$= 0,02386287$$

## \* Luas actual pipa sisi dalam sepanjang 1 inch

$$A_i = (3,14)(0,01252)(0,0254) = 9,9854512 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Selanjutnya dapat diperoleh :

$$A_o/A_i = 23,89$$

$$A_i/A_o = \frac{1}{23,89}$$

$$A_f/A_o = 0,95 \quad \text{sehingga} \quad A_f = 0,95 A_o$$

$$= 0,95(A_p + A_f)$$

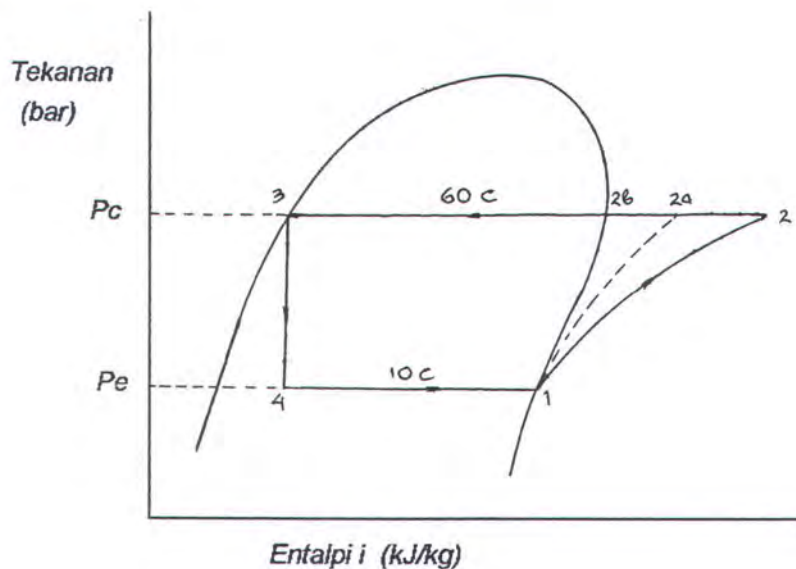
$$A_p = 0,05 A_f$$

### 4.3. KONDISI DIAGRAM MOLLIER UNTUK R-12 DAN R-134a

Dalam hal ini digambarkan diagram mollier untuk tekanan pengembunan sebesar 15,259 bar dan tekanan penguapan sebesar 4,233 bar, kemudian dilakukan perhitungan daya guna energi yang dicapai baik untuk R-12 maupun R-134a.

#### 1. Untuk Penggunaan R-12

Pada tekanan pengembunan dan tekanan penguapan yang ditetapkan, maka gambar diagram mollier untuk R-134a dibawah ini :



Gambar 4.4, Kondisi Diagram Mollier R 12

Dari lampiran 7 dan 13 didapatkan :

- $P_e = 4,233 \text{ bar}$
- $P_c = 15,259 \text{ bar}$
- $i_1 = 355,686 \text{ kJ/kg}$
- $i_2 = 387,690 \text{ kJ/kg}$
- $i_{2a} = 378,384 \text{ kJ/kg}$
- $i_{2b} = 373,210 \text{ kJ/kg}$
- $i_3 = 259,690 \text{ kJ/kg}$
- $T_2 = 76 \text{ C}$

Sedangkan volume spesifik uap jenuh pada suhu 10 C  $v_r = 40,9137 \text{ l/kg}$

Maka dari rumusan pada bab 2 dapat diperoleh :

a. Laju aliran masa refrigeran ( $m_r$ )

$$m_r = \frac{5,25 \text{ kW}}{i_1 - i_2} = 0,05468 \text{ kg/s}$$

b. Laju aliran volume refrigeran ( $V_r$ )

$$\begin{aligned} V_r &= m_r \times v_r \\ &= 0,05468 \times 40,9137 = 2,2375 \text{ l/s} \end{aligned}$$

c. Beban Kalor Kondensor ( $Q_c$ )

$$\begin{aligned} Q_c &= m_r (i_2 - i_3) && \text{terbagi :} \bullet \text{ fase desuperheating } Q_d = m_r (i_2 - i_{2b}) \\ &= 7 \text{ kW} && \qquad \qquad \qquad = 0,791 \text{ kW} \\ & && \bullet \text{ fase kondensing } Q_k = m_r (i_{2b} - i_3) \\ & && \qquad \qquad \qquad = 6,209 \text{ kW} \end{aligned}$$

d. Daya Kompresi ( $P_{\text{comp}}$ )

$$\begin{aligned} P_{\text{comp}} &= m_r (i_2 - i_1) \\ &= 1,75 \text{ kW} \end{aligned}$$

e. Coefisien of Performance (COP)

$$\begin{aligned} \text{COP} &= Q_e / P_{\text{comp}} \\ &= 3,0 \end{aligned}$$

f. Suhu keluar kompresor

Pada entalpi keluar kompresor 387,329 kJ/kg dan tekanan pengembunan 15,259 bar, maka dengan melihat diagram mollier (lamp 13) dapat diperkirakan suhu keluar kompresor  $T_{\text{comp}} = 76 \text{ C}$

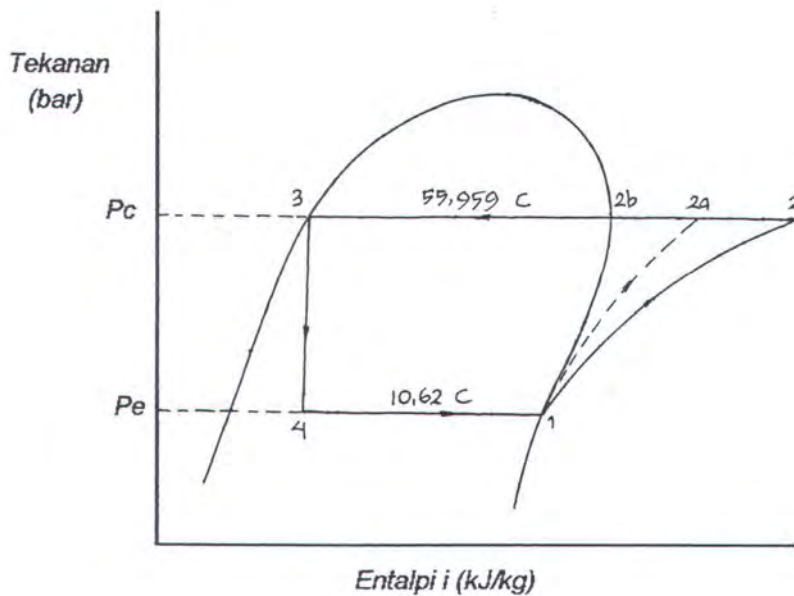


## 2. Untuk Penggunaan R-134a

Pada tekanan pengembunan dan tekanan penguapan yang sama (yang ditetapkan) maka dari lamp 9 dan 12 didapat :

- Suhu penguapan = 10,62 C
- Suhu pengembunan = 55,959 C
- volume spesifik uap pada 10,62 C  $v_r = 48,2381$  l/kg

Selanjutnya kondisi gambar diagram moiller untuk R-134a dibawah ini :



Gambar 4.5, Kondisi Diagram Mollier R 134a

Dari lamp 9 dan 12 didapatkan :

- $P_c = 15,259$  bar
- $P_e = 4,233$  bar
- $i_1 = 403,60$  kJ/kg
- $i_2 = 440,9079$  kJ/kg
- $i_{2a} = 429,959$  kJ/kg
- $i_{2b} = 424,506$  kJ/kg
- $i_3 = 291,677$  kJ/kg
- $T_2 = 69$  C

Maka dari rumusan pada bab 2 dapat diperoleh :

a. Laju aliran masa refrigeran ( $m_r$ )

$$\begin{aligned} m_r &= \frac{5,25 \text{ kW}}{i_1 - i_3} \\ &= 0,0425 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

b. Laju aliran volume refrigeran ( $V_r$ )

$$\begin{aligned} V_r &= m_r \times v_r \\ &= 0,0425 \times 48,2381 \\ &= 2,05126 \text{ l/s} \end{aligned}$$

c. Beban Kalor Kondensor ( $Q_c$ )

$$\begin{aligned} Q_c &= m_r (i_2 - i_3) && \text{terbagi :} \bullet \text{ fase desuperheating } Q_d = m_r (i_2 - i_{2b}) \\ &= 6,825 \text{ kW} && \qquad \qquad \qquad = 0,691 \text{ kW} \\ & && \bullet \text{ fase kondensing } Q_k = m_r (i_{2b} - i_3) \\ & && \qquad \qquad \qquad = 6,134 \text{ kW} \end{aligned}$$

d. Daya Kompresi ( $P_{comp}$ )

$$\begin{aligned} P_{comp} &= m_r (i_2 - i_1) \\ &= 1,579 \text{ kW} \end{aligned}$$

e. Coefisien of Performance (COP)

$$\begin{aligned} COP &= Q_e / P_{comp} \\ &= 3,3 \end{aligned}$$

f. Suhu keluar kompresor

Pada entalpi keluar kompresor 440,9079 kJ/kg dan tekanan pengembunan 15,259 bar, maka dengan melihat diagram mollier (lamp 12) dapat diperkirakan suhu keluar kompresor  $T_{comp} = 69 \text{ C}$

Selanjutnya hasil perhitungan daya guna energi untuk kapasitas refrgerasi yang sama (5,25 kW) diatas ditabelkan dibawah ini :

Tabel 4.1, Daya guna Energi R-12 dan R-134a pada kapasitas refrigerasi 5,25 kW

Parameter	R-12	R-134a	Selisih dg R-12	% Perbedaan
PowerConsumption/Daya motor (kW)	1,75	1,579	-0,171	-9,7 %
Beban kalor Kondensor (kW)	7	6,825	-0,175	-2,5 %
Suhu Buang kompresor (C)	76	69	-7	-9,2 %
COP	3.0	3,3	+0,3	+10 %

+ Penambahan

- Pengurangan



## **BAB V**

### **ANALISA DAN PEMBAHASAN**

## BAB V

### ANALISA DAN PEMBAHASAN

Dalam hal ini dilakukan perhitungan luas perpindahan panas total untuk kondensor dan evaporator untuk penggunaan R-134a dan R-12 pada kapasitas refrigerasi sebesar 5,25 kW (sesuai kondisi pada gambar 4.4 dan 4.5 sub bab 4.3).

#### 5.1. PERHITUNGAN LUAS PERPINDAHAN PANAS TOTAL KONDENSOR UNTUK PENGGUNAAN R-134a.

Dalam hal ini kondensor berfungsi sebagai alat pengkondensasi yang terbagi menjadi fase desuperheating dan fase kondensing.

Sesuai dengan gambar 4.5 dan kondisi design diketahui :

- Laju aliran masa air pendingin.

$$\dot{m}_w = V_w \cdot \rho_w = 6 \text{ l/min dikali } 1000 \text{ kg/m}^3 = 0,1 \text{ kg/s}$$

- Suhu masuk refrigeran = 69 C

- Suhu keluar refrigeran / suhu pengembunan = 55,959 C

- Suhu masuk air pendingin  $T_{wi} = 20 \text{ C}$

- Kalor spesifik air pendingin pada 20 C = 4,1818 kJ/kg K

- Suhu keluar air pendingin : .....(Pers 3.27).

$$\Delta T_w = \frac{(6,825 \text{ kW})}{(4,1818 \text{ kJ/kgK})(0,1 \text{ kg/s})} = 16,32 \text{ derajat}$$

$$T_{wo} = 20 + 16,32$$

$$= 36,32 \text{ C}$$



## A. FASE DESUPERHEATING

### 1. Beban Kalor Fase Desuperheating

Dari sub bab 4.3 didapatkan  $Q_d = 0,691 \text{ kW}$

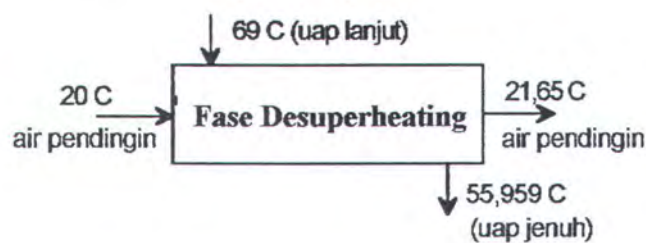
### 2. Suhu keluar air pendingin

Dari Pers (3.27)

$$\Delta T_w = \frac{(0,691 \text{ kW})}{(4,1818 \text{ kJ/kgK})(0,1 \text{ kg/s})} = 1,652 \text{ derajat}$$

$$T_{wo}' = T_{wi} + \Delta T_w$$

$$= 21,652 \text{ C}$$



### 3. Log mean temperatur Difference (LMTD)

Aliran paralel flow (aliran sejajar).....(Pers 3.28)

$$LMTD = \frac{(55,959 - 21,65) - (69 - 20)}{\ln(55,959 - 21,65)/(69 - 20)} = 41,21 \text{ C}$$

Koreksi LMTD : F (lamp 14)

Dari Pers (3.29) dan (3.30) didapatkan :

$$P = \frac{(21,65 - 20)}{(69 - 20)} = 0,0336$$

$$R = \frac{(69 - 55,959)}{(21,65 - 20)} = 7,90$$

Sehingga harga  $F = \pm 1$

$$\Delta T = F \times LMTD = 41,21 \text{ C}$$



#### 4. Koefisien perpindahan panas konveksi di dalam pipa (sisi air pendingin).

- Suhu rata-rata air pendingin .....(Pers 3.36).

$$T_{avw} = (20 + 36,32)/2 = 28,16 \text{ C}$$

- Properties air pendingin pada suhu = 28,16 C.....(lamp 6)

$$\rho = 998,10 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0,6096 \text{ W/m K}$$

$$\nu = 0,8640 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\mu = \nu \cdot \rho = 8,623 \times 10^{-4} \text{ kg/m s}$$

$$cp = 4,1804 \text{ kJ/kg K}$$

$$Pr = 5,926$$

- Laju aliran air pendingin  $m_w = 0,1 \text{ kg/s}$
- Luas permukaan dalam pipa (tube).

$$A_t' = 1/4 \pi (D_i)^2$$

$$= 1/4 \cdot 3,14 (0,0954)^2 = 7,14441 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

- Mass velocities dalam pipa (tube) .....(Pers 3.35).

$$G_t = \frac{(0,1)(3)}{(12)(7,14441 \cdot 10^{-5})}$$

$$= 349,9238 \text{ kg/s m}^2$$

- Kecepatan aliran dalam tube

$$v_t = \frac{G_t}{\rho} = \frac{349,9238}{998,10} = 0,35 \text{ m/s}$$

- Reynold Number.

$$Re_t = \frac{G_t D_i}{\mu} = \frac{(349,9238)(0,00954)}{(8,623 \cdot 10^{-4})}$$

$$= 3871,359$$

- Maka harga koefisien perpindahan panas konveksi didalam pipa (sisi air pendingin).....(Pers 3.33).

$$h_i = 0,023 \frac{0,609}{0,00954} (3871,359)^{0,8} (5,926)^{0,4}$$

$$= 2221,364 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

- Harga koreksi dari  $h_i$  adalah  $h_{io}$

$$h_{io} = h_i \times \frac{D_i}{D_o}$$

$$= 2221,364 \times \frac{0,00954}{0,0137} = 1546,848 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

**5. Koefisien perpindahan panas konveksi di luar pipa (sisi refrigeran).**

- Suhu rata-rata uap refrigeran .....(Pers 3.36)

$$T_{avr} = (69 + 55,959)/2 = 62,5 \text{ C}$$

- Properties fluida gas (R 134a) = 62,5 C .....(lamp 8).

$$k_g = 0,01593 \text{ W/m K}$$

$$\mu_g = 13,887 \times 10^{-6} \text{ kg/m s}$$

$$cp = 0,9152 \text{ kJ/kg K}$$

$$Pr = \frac{cp \cdot \mu_g}{k_g} = 0,797$$

- Laju aliran uap refrigeran  $\dot{m}_r = 0,0425 \text{ kg/s}$ .....(sub bab 4.3)
- Luas permukaan luar pipa (sisi shell).....(Pers 3.45).

Diasumsikan jarak baffle  $B = 96 \text{ mm}$

$$A_s = \frac{(0,09845)(3,8 \cdot 10^{-3})(0,096)}{(0,0175)(1)}$$

$$= 2,052 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

- Mass velocities diluar pipa (Shell).....(Pers 3.44).

$$G_s = \frac{0,0425}{2,052 \cdot 10^{-3}} = 20,71 \text{ kg/s m}^2$$

- Diameter equivalent shell .....(Pers 3.47).

Diameter equivalent shell untuk square pitch adalah :

$$D_{es} = \frac{4[(0,0175)^2 - 3,14(0,0137)^2/4]}{(3,14)(0,0137)} = 0,01477 \text{ m}$$

- Reynold Number.

$$Re_s = \frac{G_s D_{es}}{\mu_g} = \frac{(20,71)(0,01477)}{(13,887 \cdot 10^{-6})} = 22028,434$$

- Maka harga koefisien perpindahan panas konveksi diluar pipa (sisi shell)

Dari Pers (3.42).

$$h_o = 0,36 \frac{0,01593}{0,01477} (22028,434)^{0,55} (0,797)^{1/3}$$

$$= 88,091 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

**6. Suhu permukaan luar pipa**

Dari (Pers 3.37) didapatkan :

$$T_s = 28,16 + \frac{(88,091)}{(1547,714) + (88,091)} (62,5 - 28,16) = 30 \text{ C}$$

## 7. Koefisien perpindahan panas Menyeluruh

\* Dari lamp 5 diketahui :

- konduktivitas termal tembaga = 385,393 W/m K (pada  $T_s = 30$  C)

\* Dari lamp 11 diketahui :

- Fouling faktor uap refrigeran  $R_{do} = 0,00035 \text{ m}^2 \text{ K/W}$

- Fouling faktor minyak pelumas  $R_{do} = 0,00018 \text{ m}^2 \text{ K/W}$

- Fouling faktor air pendingin  $R_{di} = 0,00018 \text{ m}^2 \text{ K/W}$

Maka dengan (Pers 3.17) didapatkan :

$$U_o = \left[ \left( \frac{1}{88,691} \right) + 0,00053 \right] + \left( \frac{(0,0137)}{(2)(385,393)} \ln \frac{0,0137}{0,00954} \right) + \left( 0,00018 \frac{0,0137}{0,00954} \right) + \left( \frac{1}{2221,364} \frac{0,0137}{0,00954} \right) \Bigg]^{-1}$$

$$= 78,166 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

## 8. Luas perpindahan panas menyeluruh

Dengan (Pers 3.6) maka :

$$A_d = \frac{(0,691 \cdot 10^3 \text{ W})}{(78,166 \text{ W/m}^2 \text{ K})[(41,21 + 273) \text{ K}]}$$

$$= 0,02813 \text{ m}^2$$

\* Luas permukaan luar per tube.

$$\frac{A_d}{A_t} = 12 \text{ tube}$$

$$A_t = 0,02813/12$$

$$= 2,3445 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

## 9. Panjang tube Fase Desuperheating

$$A_t = \pi D_o L_t$$

$$L_t = \frac{(2,3445 \cdot 10^{-3})}{(3,14)(0,0137)} = 0,0545 \text{ m}$$

$$= 5,45 \text{ cm}$$



## B. FASE KONDENSING

### 1. Beban Kalor fase kondensing

Dari sub bab 4.3 didapatkan :  $Q_k = 6,134 \text{ kW}$

### 2. Suhu keluar air pendingin

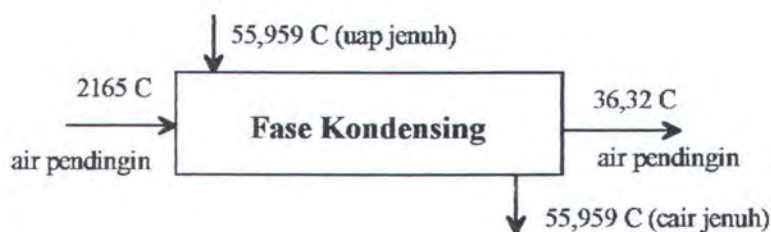
Dengan (Pers 3.27) maka :

$$\Delta T_w = \frac{Q_k}{c_p \cdot \dot{m}_w} = \frac{(6,134 \text{ kW})}{(4,1818 \text{ kJ/kgK})(0,1 \text{ kg/s})}$$

$$= 14,67 \text{ derajat}$$

$$T_{wo} = T_{wo'} + \Delta T_w$$

$$= 21,65 + 14,67 = 36,32 \text{ C}$$



### 3. Log mean temperatur Difference (LMTD)

Aliran paralel flow (aliran sejajar).....(Pers 3.28)

$$LMTD = \frac{(55,959 - 21,65) - (55,959 - 36,32)}{\ln(55,959 - 21,65)/(55,959 - 36,32)} = 26,29 \text{ C}$$

Harga Koreksi F = 1, maka  $\Delta T = 26,29 \text{ C}$

### 4. Koefisien perpindahan panas konveksi di dalam pipa (sisi air pendingin).

Diasumsikan sama dengan pada fase Desuperheating :

$$h_i = 2221,364 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$h_{io} = 1546,848 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

### 5. Koefisien perpindahan panas konveksi dari film kondensasi di luar pipa (sisi refrigeran)

Asumsi :

- Temperatur permukaan luar pipa (tube),  $T_s = 38,041 \text{ } ^\circ\text{C}$
- Temperatur film kondensasi,  $T_f = 47 \text{ } ^\circ\text{C}$  .....(Pers 3.41).
- Properties fluida cair (R 134a) pada  $T_f = 47 \text{ } ^\circ\text{C}$ .....(lamp 8)

$$\rho_l = 1114,9 \text{ kg/m}^3$$

$$k_l = 0,07586 \text{ W/m K}$$

$$\mu_l = 1,61136 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m s}$$

$$h_{fg} = 144330 \text{ J/kg}$$

$$\rho_v = 60,524 \text{ kg/m}^3 \text{ (pada } T_v = 55,959 \text{ } ^\circ\text{C)}$$

Maka dengan (Pers 3.40) diperoleh :

$$h_o = 0,725 \left[ \frac{(9,81)(1114,9)(1054,376)(0,07586)^3(144330)}{(1,61136 \cdot 10^{-3})(3)(0,0137)(17,918)} \right]^{1/4}$$

$$= 884,5917 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Mencari harga  $T_s$  kembali .....(Pers 3.37).

$$T_s = 28,16 + \frac{(884,5917)}{(1547,714) + (884,5917)} (55,959 - 28,16)$$

$$= 38,273 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$T_s$  asumsi hampir mendekati  $T_s$  perhitungan maka tidak usah diasumsikan lagi.

### 6. Koefisien perpindahan panas Menyeluruh

Dari lamp 5 diketahui : (pada  $T_s = 38,041 \text{ } ^\circ\text{C}$ )

- konduktivitas termal tembaga =  $384,904 \text{ W/m K}$

Dari lamp 11 diketahui :

- Fouling faktor uap refrigeran  $R_{do} = 0,00035 \text{ m}^2 \text{ K/W}$

- Fouling faktor minyak pelumas  $R_{do} = 0,00018 \text{ m}^2 \text{ K/W}$

- Fouling faktor air pendingin  $R_{di} = 0,00018 \text{ m}^2 \text{ K/W}$

Maka dengan (Pers 3.17) diperoleh :

$$U_o = \left[ \left( \frac{1}{884,5917} \right) + 0,00053 + \left( \frac{0,0137}{2(384,904)} \ln \frac{0,0137}{0,00984} \right) + \left( 0,00018 \frac{0,0137}{0,00984} \right) + \left( \frac{1}{2221,364} \frac{0,0137}{0,00984} \right) \right]^{-1}$$

$$= 388,82 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

## 7. Luas perpindahan panas menyeluruh

Dengan (Pers 3.6) diperoleh :

$$Ak = \frac{(6,134 \cdot 10^3 \text{ W})}{(388,82 \text{ W/m}^2 \text{ K})[(26,29 + 273) \text{ K}]}$$

$$= 0,0527109 \text{ m}$$

• Luas permukaan luar per tube

$$\frac{A_k}{A_t} = 12 \text{ tube}$$

$$A_t = 0,0527109/12$$

$$= 4,39258 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

## 8. Panjang tube Fase Kondensing

$$A_t = \pi D_o L_t$$

$$L_t = \frac{(4,39258 \cdot 10^{-3})}{(3,14)(0,0137)}$$

$$= 0,10211 \text{ m} = 10,211 \text{ cm}$$

Jadi panjang total tube kondensor yang diperlukan untuk penggunaan R-134a :

$$L_{total} = 5,45 + 10,211 = 15,66 \text{ cm}$$

## 5.2. PERHITUNGAN LUAS PERPINDAHAN PANAS TOTAL KONDENSOR UNTUK PENGGUNAAN R-12.

Sesuai dengan gambar 4.4 (sub bab 4.3) dan kondisi design diketahui :

- Laju aliran masa air pendingin  $m_w = V_w/v_w = 0,1 \text{ kg/s}$



- Suhu masuk refrigeran = 76 C
- Suhu keluar refrigeran /suhu pengembunan = 60 C
- Suhu masuk air pendingin  $T_{wi} = 20$  C
- Kalor spesifik air pendingin pada 20 C = 4,1818 kJ/kg K
- Suhu keluar air pendingin : .....(Pers 3.27).

$$\Delta T_w = \frac{(7kW)}{(4,1818kJ/kgK)(0,1kg/s)}$$

$$= 16,739 \text{ derajat}$$

$$T_{wo} = 20 + 16,739$$

$$= 36,739 \text{ C}$$

## A. FASE DESUPERHEATING

### 1. Beban Kalor Fase Desuperheating

Dari sub bab 4.3 didapatkan :  $Q_d = 0,791$  kW

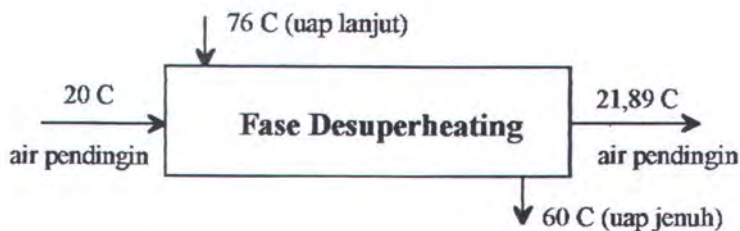
### 2. Suhu keluar air pendingin

Dengan (Pers 3.27) diperoleh

$$\Delta T_w = \frac{(0,791kW)}{(4,1818kJ/kgK)(0,1kg/s)} = 1,89 \text{ derajat}$$

$$T_{wo}' = T_{wi} + \Delta T_w$$

$$= 21,89 \text{ C}$$



### 3. Log mean temperatur Difference (LMTD)

Untuk Aliran paralel flow (aliran sejajar) .....(Pers 3.28)

$$\begin{aligned} \text{LMTD} &= \frac{(60 - 21,89)(76 - 20)}{\ln(60 - 21,89)/(76 - 20)} \\ &= 46,48 \text{ C} \end{aligned}$$

Koreksi LMTD : F (lamp 14)

Dari Pers (3.29) dan (3.30) didapatkan :

$$P = \frac{21,89 - 20}{76 - 20} = 0,0337 \quad R = \frac{76 - 60}{21,89 - 20} = 8,465$$

sehingga harga F = ±1

$$\Delta T' = F \times \text{LMTD} = 46,48 \text{ C}$$

### 4. Koefisien perpindahan panas konveksi di dalam pipa (sisi air pendingin).

• Suhu rata-rata air pendingin .....(Pers 3.36).

$$T_{avw} = (20 + 36,739)/2 = 28,369 \text{ C}$$

• Properties air pendingin pada suhu = 28,369 C.....(lamp 6)

$$\rho = 998,038 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0,609 \text{ W/m K}$$

$$\nu = 0,8603 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\mu = \nu \cdot \rho = 8,586 \times 10^{-4} \text{ kg/m s}$$

$$cp = 4,1803 \text{ kJ/kg K}$$

$$\text{Pr} = 5,898$$

• Laju aliran air pendingin  $m_w = 0,1 \text{ kg/s}$

• Luas permukaan dalam pipa (tube).

$$A_t' = 1/4 \pi (D_i)^2$$

$$= 1/4 \cdot 3,14 (0,0954)^2 = 7,14441 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

• Mass velocities dalam pipa (tube) .....(Pers 3.35).

$$G_t = \frac{(0,1)(3)}{(12)(7,14441 \cdot 10^{-5})}$$

$$= 349,9238 \text{ kg/s m}^2$$

- Kecepatan aliran dalam tube

$$v_r = \frac{G_r}{\rho} = \frac{349,9238}{998,10} = 0,35 \text{ m/s}$$

- Reynold Number.

$$\begin{aligned} Re_1 &= \frac{G_r D}{\mu} = \frac{(349,9238)(0,00954)}{8,586 \cdot 10^{-4}} \\ &= 3888,04 \end{aligned}$$

- Maka harga koefisien perpindahan panas konveksi didalam pipa (sisi air pendingin).....(Pers 3.33).

$$\begin{aligned} h_i &= 0,023 \frac{0,6096}{0,00954} (3888,04)^{0,8} (5,898)^{0,4} \\ &= 2222,609 \text{ W/m}^2 \text{ K} \end{aligned}$$

- Harga koreksi dari  $h_i$  adalah  $h_{io}$

$$\begin{aligned} h_{io} &= h_i \times \frac{D_i}{D_o} \\ &= 2222,609 \times \frac{0,00954}{0,0137} = 1547,714 \text{ W/m}^2 \text{ K} \end{aligned}$$

## 5. Koefisien perpindahan panas konveksi di luar pipa (sisi refrigeran).

- Suhu rata-rata uap refrigeran .....(Pers 3.36).

$$T_{avr} = (76 + 60) = 68 \text{ C}$$

Properties fluida gas (R-12) = 68 C .....(lamp 6).

$$k_g = 0,011835 \text{ W/m K}$$

$$\mu_g = 1,365 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m s}$$

$$c_p = 0,6468 \text{ kJ/kg K}$$

$$Pr = \frac{c_p \mu_g}{k_g} = 0,7459$$

- Laju aliran uap refrigeran  $m_r = 0,05468 \text{ kg/s}$ .....(sub bab 4.3)

- Luas permukaan luar pipa (Shell).....(Pers 3.45)

$$\begin{aligned} A_s &= \frac{(0,09845)(3,8 \cdot 10^{-3})(0,096)}{(0,0175)(1)} \\ &= 2,052 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

- Mass velocities diluar pipa (Shell).....(Pers 3.44).

$$G_s = \frac{0,05468}{2,052 \cdot 10^{-3}} = 26,647 \text{ kg/s m}^2$$

- Diameter equivalent shell .....(Pers 3.47).

Diameter equivalent shell untuk square pitch adalah :



$$Des = \frac{4[(0,0175)^2 - 3,14(0,0137)^2/4]}{(3,14)(0,0137)}$$

$$= 0,01477 \text{ m}$$

• Reynold Number.

$$Res = \frac{G, De_s}{\mu_g} = \frac{(26,647)(0,01477)}{(1,365 \cdot 10^{-5})}$$

$$= 28833,420$$

• Maka harga koefisien perpindahan panas konveksi didalam pipa (tube)

Dengan (Pers 3.42) didapatkan:

$$ho = 0,36 \frac{0,01593}{0,01477} (28833,420)^{0,55} (0,7459)^{1/3}$$

$$= 99,917 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

## 6. Suhu permukaan luar pipa

$$Ts = 28,369 + \frac{(99,917)}{(1547,714) + (99,917)} (68,0 - 28,369)$$

$$= 30,77 \text{ C}$$

## 7. Koefisien perpindahan panas Menyeluruh

• Dari lamp 5 diketahui :

- konduktivitas termal tembaga = 385,346 W/m K (pada  $T_s = 30,77 \text{ C}$ )

• Dari lamp 11 diketahui :

- Fouling faktor uap refrigeran  $Rd_o = 0,00035 \text{ m}^2 \text{ K/W}$

- Fouling faktor minyak pelumas  $Rd_o = 0,00018 \text{ m}^2 \text{ K/W}$

- Fouling faktor air pendingin  $Rd_i = 0,00018 \text{ m}^2 \text{ K/W}$

Maka dengan (Pers 3.17) didapatkan :

$$Uo = \left[ \left( \frac{1}{99,917} \right) + (0,00053) + \left( \frac{0,0137}{(2 \times 385,346) \ln \frac{0,0137}{0,00954}} \right) + \left( 0,00018 \frac{0,0137}{0,00954} \right) + \left( \frac{1}{2222,669 \frac{0,0137}{0,00954}} \right) \right]^{-1}$$

$$= 87,341 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

## 8. Luas perpindahan panas menyeluruh

Dengan (Pers 3.6) didapatkan

$$Ad = \frac{(0,791 \cdot 10^3 W)}{(87,341 W/m^2 K)[(46,48 + 273)K]} = 0,028347 m^2$$

Maka Luas permukaan luar per tube

$$\frac{A_d}{A_t} = 12 \text{ tube}$$

$$A_t = 0,028347/12 = 2,36229 \cdot 10^{-3} m^2$$

## 9. Panjang tube Fase Desuperheating

$$A_t = \pi D_o L_t$$

$$L_t = \frac{(2,36229 \cdot 10^{-3})}{(3,14)(0,0137)} = 0,0549 m = 5,49 cm$$

## B. FASE KONDENSING

### 1. Beban Kalor fase kondensing

Dari sub bab 4.3 didapatkan bahwa

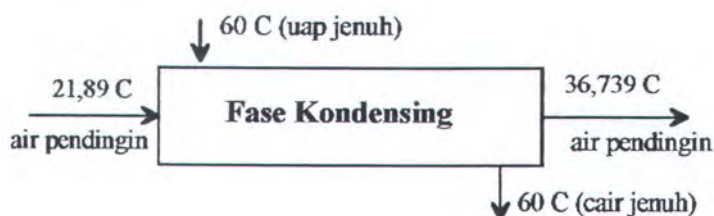
$$Q_k = 6,209 kW$$

### 2. Suhu keluar air pendingin

$$\Delta T_w = \frac{(6,209 kW)}{(4,1818 kJ/kgK)(0,1 kg/s)} = 14,847 \text{ derajat}$$

$$T_{wo} = T_{wo'} + \Delta T_w$$

$$= 36,739 C$$



### 3. Log mean temperatur Difference (LMTD)

Aliran paralel flow (aliran sejajar).....(Pers 3.28)

$$LMTD = \frac{(60 - 21,89)(60 - 36,739)}{\ln(60 - 21,89)/(60 - 36,739)} = 30,077 \text{ C}$$

Koreksi F = 1 maka  $\Delta T = 30,077 \text{ C}$

### 4. Koefisien perpindahan panas konveksi di dalam pipa (sisi air pendingin).

Diasumsikan sama dengan pada fase Desuperheating :

$$h_i = 2222,609 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$h_{io} = 1547,714 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

### 5. Koefisien perpindahan panas konveksi dari film kondensasi di luar pipa (sisi refrigeran)

Asumsi :

- Temperatur permukaan luar pipa (tube),  $T_s = 40 \text{ C}$
- Temperatur film kondensasi,  $T_f = 50 \text{ C}$  .....(Pers 3.41).

Properties fluida cair (R 12) pada  $T_f = 50 \text{ C}$  .....(lampiran 6&7)

$$\rho_l = 1211,04 \text{ kg/m}^3$$

$$k_l = 0,067 \text{ W/m K}$$

$$\mu_l = 2,3 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m s}$$

$$h_{fg} = 112454 \text{ J/kg}$$

$$\rho_v = 89,988 \text{ kg/m}^3 \text{ (pada } T_v = 60 \text{ C)}$$

Maka dengan (Pers 3.40) didapatkan :

$$h_o = 0,725 \left[ \frac{(9,81)(1211,04)(1121,04)0,067^3(112454)}{(2,3 \cdot 10^{-3})(3)(0,0137)(20,0)} \right]^{1/4}$$

$$= 900,740 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$



Mencari harga  $T_s$  kembali .....(Pers 3.37).

$$T_s = 28,369 + \frac{(900,740)}{(1547,714)(900,740)} (60 - 28,369)$$

$$= 40,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$T_s$  asumsi hampir mendekati  $T_s$  perhitungan maka tidak usah diasumsikan lagi.

## 6. Koefisien perpindahan panas Menyeluruh

Dari lamp 5 diketahui : (pada  $T_s = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$ )

- konduktivitas termal tembaga = 384,785 W/m K

Dari lamp 11 diketahui :

- Fouling faktor uap refrigeran  $R_{d_o} = 0,00035 \text{ m}^2 \text{ K/W}$

- Fouling faktor minyak pelumas  $R_{d_o} = 0,00018 \text{ m}^2 \text{ K/W}$

- Fouling faktor air pendingin  $R_{d_i} = 0,00018 \text{ m}^2 \text{ K/W}$

Maka dengan (Pers 3.17) didapatkan :

$$U_o = \left[ \left( \frac{1}{930,74} \right) + (0,00053) + \left( \frac{0,0137}{(2 \times 384,785)} \ln \frac{0,0137}{0,00954} \right) + \left( 0,00018 \frac{0,0137}{0,00954} \right) + \left( \frac{1}{2222,609} \frac{0,0137}{0,00954} \right) \right]^{-1}$$

$$= 391,965 \text{ W/m K}$$

## 7. Luas perpindahan panas Menyeluruh

Dengan (Pers 3.6) didapatkan :

$$A_k = \frac{(6,209 \text{ kW})}{(391,965)[(30,077 + 273) \text{ K}]}$$

$$= 0,052226 \text{ m}^2$$

Maka Luas permukaan luar per tube.

$$\frac{A_t}{A_i} = 12 \text{ tube}$$

$$A_t = 0,052226/12$$

$$= 4,3555 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

### 8. Panjang tube Fase Kondensing

$$A_t = \pi D_o L_t$$

$$L_t = \frac{(4.3555 \cdot 10^{-3})}{(3.14)(0.0137)} = 0.1012 \text{ m} = 10.12 \text{ cm}$$

Jadi panjang total tube kondensor yang diperlukan untuk penggunaan R-12 adalah

$$L_{total} = 5.49 + 10.12 = 15.61 \text{ cm}$$

## 5.3. PERHITUNGAN LUAS PERPINDAHAN PANAS EVAPORATOR UNTUK PENGGUNAAN R-134a.

### 1. Kapasitas Refrigerasi

Dari sub bab 4.3 didapatkan bahwa :  $Q_e = 5.25 \text{ kW}$

### 2. Suhu udara keluar.

\* Dari design condition diketahui :

- Laju aliran volume udara  $V_a = 0.35 \text{ m}^3/\text{s}$

- Suhu udara masuk  $T_{ai} = 25 \text{ C}$

\* Asumsi suhu udara keluar  $T_{ao} = 13.5 \text{ C}$

Suhu rata-rata udara ....(Pers 3.36)

$$T_{ava} = (25 + 13.5)/2 = 19.25 \text{ C} = 292.25 \text{ K}$$

Properties udara pada 19.25 C .....(lamp 3).

$$c_p = 1.005638 \text{ kJ/kg K}$$

$$\mu = 1.906275 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m s}$$

$$\nu = 14.72055 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\rho = \mu/\nu = 1.294975 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Pr} = 0.7102$$

sedangkan :

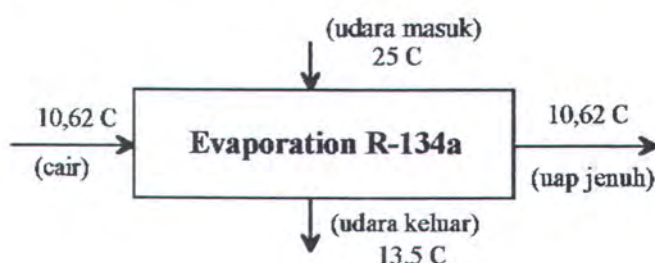
$$\begin{aligned} m_a &= V_a \cdot \rho = 0,35 \text{ m}^3/\text{s} \times 1,294975 \text{ kg/m}^3 \\ &= 0,45324 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Maka dengan (Pers 3.26) didapatkan :

$$T_{ao} = 25 - 5,25/(0,45324) \times (1,005638) = 13,35 \text{ C}$$

Suhu asumsi 13,5 C sudah mendekati suhu perhitungan 13,35 C maka trial-error dihentikan.

Dengan demikian dipakai suhu udara keluar = 13,5 C



### 3. Perbedaan Rata-rata temperatur Logaritmik

$$LMTD = \frac{(25 - 10,62) - (13,5 - 10,62)}{\ln(25 - 10,62)/(13,5 - 10,62)} = 7,15 \text{ C}$$

Koreksi LMTD : F = 1 (lamp 17)

Maka  $\Delta T = 7,15 \text{ C}$

### 4. Koefisien Perpindahan Panas Konveksi sisi udara (sirip)

\* Luas Frontal Udara ( $A_{fr}$ ) .....(Ref 7 hal 333)

$$\begin{aligned} A_{fr} &= \frac{\text{laju aliran volume udara. (m}^3/\text{s)}}{\text{kecepatan frontal udara. (m/s)}} \\ &= \frac{0,35 \text{ m}^3/\text{s}}{2,5 \text{ m/s}} \quad (2,5 \text{ m/s diambil dari Ref 2. hal 159)} \\ &= 0,14 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

\* Mass velocities udara ....Pers (3.50).

Dari lamp 15 diketahui  $s = A_c/A_{fr} = 0,481$ .



maka :

$$Ga = \frac{m_a}{A_e} = \frac{m_a}{s A_e} = \frac{(0,45324)}{(0,481)(0,14)} = 6,7306 \text{ kg/s m}^2$$

- Bilangan Reynold .....(Pers 3.49).

$$Re_a = \frac{(3,4747 \cdot 10^{-3})(6,7306)}{(1,90875 \cdot 10^{-5})} = 1226,844$$

Dari harga bilangan reynold ini akan didapatkan faktor  $J = Nsf \cdot Pr$  sama dengan 0,0080 (dari lamp 15)

Sehingga harga koefisien konveksi sisi udara..... (Pers 3.48)

$$\begin{aligned} ha &= J Gc cp (Pr) \\ &= (0,008)(6,7306)(1,005638)(0,7102) \\ &= 68,024 \text{ W/m}^2 \text{ K} \end{aligned}$$

## 5. Koefisien Perpindahan Panas Konveksi sisi Refrigeran (tube)

Harga koefisien konveksi sisi refrigeran dihitung dari harga rata-rata untuk tiap tiap harga  $x$  (kualitas uap) yang masuk sampai keluar evaporator.

- Suhu rata-rata refrigeran  $T_{avr} = 10,62 \text{ C}$  (suhu penguapan)

Propertis R 134a cair pada suhu = 10,62 C .....(lamp 8)

$$k = 0,088572 \text{ W/m K}$$

$$\rho = 1256,512 \text{ kg/m}^3$$

$$cp = 1,38428 \text{ kJ/kg K}$$

$$\mu = 2,3822 \cdot 10^{-3} \text{ N s/m}^2$$

$$\sigma = 10,2132 \cdot 10^{-3} \text{ N/m}$$

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} = 37,23$$

$$h_{fg} = 189180,6 \text{ J/kg} \dots\dots\dots(\text{lamp 9}).$$

- Mass velocities Refrigeran.

$$Gt = \frac{m_r}{A_i} = \frac{(0,0425)}{(0,25)(3,14)(0,01252)} = 345,39068 \text{ kg/s m}^2$$

Sehingga dengan Pers (3.38) harga koefisien konveksi sisi refrigeran (evaporation) dapat diperoleh dan ditabelkan dibawah ini :

Tabel 5.1, Hasil Perhitungan Koefisien Penguapan untuk R-134a

Kualitas Uap (x)	Koefisien Penguapan pada kualitas x ( $hr_x$ )	$hr^*$ (Titik Tengah) ( $W/m^2 K$ )
0,35	27208,35952	27962,45807
0,40	28716,55602	29394,16777
0,45	30071,77892	30679,20414
0,50	31286,62935	32300,11528
0,60	33313,60121	34042,85755
0,70	34772,11389	35131,1431
0,80	35490,1723	35165,35443
0,90	34840,53656	31593,81576
0,99	30412,83870	
		$\Sigma = 256269,1161$

$$\begin{aligned}\text{Nilai rata-rata adalah } hr &= \frac{256269,1161}{8} \\ &= 32033,63951 \text{ W/m}^2 \text{ K}\end{aligned}$$

## 6. Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh

\* Dari sub bab 4.2 diketahui :

$$Ao/Ai = 23,89$$

$$Ai/Ao = \frac{1}{23,89}$$

$$Af/Ao = 0,95 \text{ maka } Af = 0,95 Ao$$

$$= 0,95(Ap + Af)$$

$$Ap = 0,05 Af$$

Selanjutnya dengan memasukkan nilai  $A_p$  dan  $A_f$  diatas maka harga koefisien perpindahan panas menyeluruh (Pers 3.20) menjadi :

$$U_i = \left[ \left( \frac{A_i}{0.95 \cdot h_o \cdot A_o (0.05 + \eta)} \right) + \left( Rd_{al} \frac{A_i}{0.95 \cdot A_o (0.05 + \eta)} \right) + \left( \frac{D_i \ln D_o / D_i}{2k} \right) + (Rd_f) + \left( \frac{1}{h_c} \right) \right]^{-1}$$

atau

$$U_o = \left[ \left( \frac{A_o}{0.95 \cdot h_o \cdot A_o (0.05 + \eta)} \right) + \left( Rd_{al} \frac{A_o}{0.95 \cdot A_o (0.05 + \eta)} \right) + \left( \frac{A_o \ln D_o / D_i}{2k} \right) + \left( Rd_f \frac{A_o}{A_i} \right) + \left( \frac{1}{h_c \cdot A_i} \right) \right]^{-1}$$

• Efisiensi Sirip

Diketahui :

- konduktivitas sirip (aluminium) pada suhu rata-rata udara  $T_{ava} = 19,25$

$C k = 204 \text{ W/m K}$  .....(lamp 5).

- tebal sirip  $t = 0,016 \text{ in} = 4,064 \times 10^{-4} \text{ m}$  .....(lamp 15)

- panjang sirip

$$L_c = 0,5 (1,5 - 0,676) + 0,016/2$$
$$= 0,42 \text{ in} = 0,010668 \text{ m}$$

- Harga konstanta ( $m$ )

$$m = \left[ \frac{(2)(68,024)}{(204)(4,064 \cdot 10^{-4})} \right]^{0,5} = 40,509$$

Maka :  $mL_c = 40,509 \times 0,010668$  .....(Pers 3.22).

$$= 0,43215$$

Dan,  $\eta_f = \frac{\tanh mL_c}{mL_c} = \frac{\tanh 0,43215}{0,43215} = 0,94207$

Sehingga nilai efisiensi sirip : .....(Pers 3.21).

$$\eta = 1 - 0,95 (1 - 0,94207)$$
$$= 0,9449$$

• Konduktivitas termal bahan pipa (tembaga) pada suhu penguapan = 10,62 C adalah = 386,57 W/m K .....(lamp 5)

• Faktor pengotoran : .....(lamp 11)

- untuk udara  $Rd_o = 0,00035 \text{ m}^2 \text{ K/W}$



- untuk cairan refrigeran  $Rdi = 0,00018 \text{ m}^2 \text{ K/W}$
- untuk minyak pelumas  $Rdi = 0,00018 \text{ m}^2 \text{ K/W}$

Sehingga diperoleh koefisien perpindahan panas menyeluruh berdasar luas permukaan dalam pipa sebesar :  $Ui = 940,89 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

## 7. Luas Perpindahan panas Menyeluruh

Dengan (Pers 3.6) didapatkan luas perpindahan panas menyeluruh untuk evaporator R-134a sebesar :

$$At = \frac{(5,25 \cdot 10^3 \text{ W})}{(940,89 \text{ W/m}^2 \text{ K})[(7,15 + 273) \text{ K}]} = 0,019917254 \text{ m}^2$$

Selanjutnya diperoleh panjang pipa (tube) yang dibutuhkan menjadi :

$$Lt = \frac{(0,019917254)}{(3,14)(0,01252)} = 0,5066 \text{ m} = 50,66 \text{ cm}$$

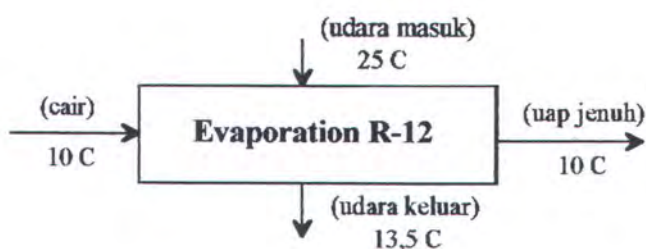
## 5.4. PERHITUNGAN LUAS PERPINDAHAN PANAS EVAPORATOR UNTUK PENGGUNAAN R-12.

### 1. Kapasitas Refrigerasi

Dari sub bab 4.3 didapatkan  $Q_e = 5,25 \text{ kW}$

### 2. Suhu udara keluar

Untuk design condition yang sama maka suhu udara keluar adalah sama yaitu  $13,5^\circ\text{C}$



### 3. Perbedaan Rata-rata temperatur Logaritmik

Dengan (Pers 3.28) didapatkan :

$$LMTD = \frac{(25 - 10) - (13,5 - 10)}{\ln(25 - 10)/(13,5 - 10)} = 7,90 \text{ C}$$

Koreksi LMTD :  $F = 1$  (lamp 17), Sehingga  $\Delta T = 7,90 \text{ C}$

### 4. Koefisien Perpindahan Panas Konveksi sisi udara (sirip)

Untuk kondisi yang sama (suhu udara keluar sama) maka harga koefisien konveksi sisi udara adalah :  $h_a = 68,024 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

### 5. Koefisien Perpindahan Panas Konveksi sisi Refrigeran (tube).

Harga koefisien konveksi sisi refrigeran dihitung dari harga rata-rata untuk tiap tiap harga  $x$  (kualitas uap) yang masuk sampai keluar evaporator.

- Suhu rata-rata refrigeran  $T_{avr} = 10 \text{ C}$  (suhu penguapan)

Propertis R-12 cair pada suhu =  $10 \text{ C}$ ....(lamp 6 & 7)

$$k = 0,073 \text{ W/m K}$$

$$\rho = 1364,30 \text{ kg/m}^3$$

$$c_p = 0,9496 \text{ kJ/kg K}$$

$$\mu = 2,769527 \cdot 10^{-4} \text{ N s/m}^2$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} = 3,6$$

$$h_{fg} = 146363 \text{ J/kg} \dots \dots \dots (\text{lamp 7})$$

$$\sigma = 8,9 \text{ dyne/cm (pada } 80 \text{ F)} \dots \dots \dots (\text{Ref 20 hal 146})$$

$\sigma$  = pada  $10 \text{ C}$  adalah :

$$\sigma_2 = \left[ \frac{T_c - T_2}{T_c - T_1} \right]^{0,5} \times \sigma_1$$

dimana :

$$T_c = \text{temp kritis R-12} = 112 \text{ C} \dots\dots\dots (\text{tabel 2.2})$$

$$T_2 = \text{temp penguapan} = 10 \text{ C}$$

$$T_1 = \text{temp pada } \sigma \text{ yang diketahui pada } 80 \text{ F} = 26,67 \text{ C (sebagai } \sigma_1)$$

maka :

$$\sigma_2 = \left[ \frac{112 - 10}{112 - 26,67} \right]^{0,5} \times 8,9 = 10,638 \text{ dyne/cm}$$

$$= 0,010638 \text{ N/m}$$

• Mass velocities Refrigeran

$$G_r = \frac{m_r}{A_i} = \frac{(0,05468)}{(0,25)(3,14)(0,01252)} = 444,3755866 \text{ kg/s m}^2$$

Sehingga dengan Pers (3.38) harga koefisien konveksi sisi refrigeran (evaporation) dapat diperoleh dan ditabelkan dibawah ini :

Tabel 5.2, Hasil Perhitungan Koefisien Penguapan untuk R-12

Kualitas Uap (x)	KoefisienPenguapan pada kualitas x $h_{r_x}$ (W/m <sup>2</sup> K)	$h_{r^*}$ ( Titik Tengah) (W/m <sup>2</sup> K)
0,34	4561,48546	4716,71353
0,40	4871,94161	4986,90259
0,45	5101,86356	5204,91702
0,50	5307,97047	5479,91563
0,60	5651,85880	5775,58165
0,70	5899,30451	5960,21604
0,80	6021,12756	5966,02020
0,90	5910,91284	5360,08654
0,99	4809,26025	
		$\Sigma = 43450,35223$

$$\text{Nilai rata-rata adalah } h_r = \frac{43450,35223}{8}$$

$$= 5431,294 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$



## 6. Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh

Untuk dimensi evaporator yang sama, maka diperoleh efisiensi sirip yang sama pula. Sedangkan nilai konduktivitas termal pipa tembaga pada suhu penguapan  $10\text{ }^{\circ}\text{C} = 386,61\text{ W/m K}$  ..(lamp 5). Dan faktor pengotoran (Fouling Faktor) : .....(lamp 11)

- untuk udara  $R_{do} = 0,00035\text{ m}^2\text{ K/W}$
- untuk cairan refrigeran  $R_{di} = 0,00018\text{ m}^2\text{ K/W}$
- untuk minyak pelumas  $R_{di} = 0,00018\text{ m}^2\text{ K/W}$

Selanjutnya harga koefisien perpindahan panas menyeluruh berdasar permukaan dalam pipa untuk penggunaan R-12 adalah :  $U_i = 822,5557\text{ W/m}^2\text{ K}$

## 7. Luas Perpindahan panas menyeluruh

Untuk menghitung luas perpindahan panas menyeluruh dengan rumusan :

$$A_t = \frac{(5,25 \cdot 10^3\text{ W})}{(822,5557\text{ W/m}^2\text{ K})[(7,9 + 273)\text{ K}]} = 0,0227217\text{ m}^2$$

Selanjutnya diperoleh panjang pipa (tube) yang dibutuhkan menjadi :

$$L_t = \frac{(0,0227217)}{(3,14)(0,01252)} = 0,57797\text{ m} = 57,797\text{ cm}$$

## 5.5. ANALISA HASIL PERHITUNGAN

Sebagai ringkasan hasil perhitungan diatas dapat dituliskan dibawah ini :

### 5.5.1. Untuk Penggunaan R-12

#### A. Pada Kondensor :

Dari hasil perhitungan untuk penggunaan R-12 pada kondensor dapat diperoleh parameter-parameter dibawah ini :

1. Luasan :

$$\text{- Fase desuperheating} = 0,028347 \text{ m}^2$$

$$\text{- Fase Kondensing} = 0,052226 \text{ m}^2$$

$$\text{Total } (A_o) = 0,080573 \text{ m}^2$$

2. Panjang pipa (tube) :

$$\text{- Fase desuperheating} = 5,49 \text{ cm}$$

$$\text{- Fase kondensing} = 10,12 \text{ cm}$$

$$\text{Total } (L_t) = 15,61 \text{ cm}$$

3. Koefisien perpindahan panas menyeluruh :

$$\text{- Fase desuperheating} = 87,341 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$\text{- Fase kondensing} = 391,965 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

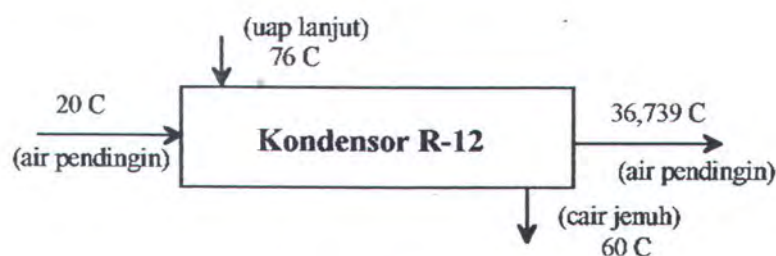
4. Koefisien perpindahan panas menyeluruh kondensor :

$$U_o = (\Sigma U A_o) / A_o$$

$$U_o = \frac{(87,341 \times 0,028347) + (391,965 \times 0,052226)}{(0,080573)}$$

$$= 284,792 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

5. Log mean temperatur difference (LMTD)



$$\text{LMTD} = \frac{(60 - 36,739) - (76 - 20)}{\ln(60 - 36,739) / (76 - 20)} = 37,26 \text{ C} = 310,26 \text{ K}$$

Koreksi LMTD :  $F = 1$  (lamp 14)

Maka  $\Delta T = 37,26 \text{ C} = 310,26 \text{ K}$

**B. Pada Evaporator :**

Parameter yang telah dihasilkan :

1. Luasan menyeluruh ( $A_i$ ) :  $0,022721774 \text{ m}^2$

2. Panjang pipa ( $L_t$ ) :  $57,797 \text{ cm}$

3. Koefisien perpindahan panas menyeluruh :

$$U_i = 822,5557 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

4. Log mean temperatur difference :

$$\text{LMTD} = \Delta T = 7,90 \text{ C} = 280,9 \text{ K}$$

**5.5.2. Untuk Penggunaan R-134a****A. Pada Kondensor :**

Dari hasil perhitungan untuk penggunaan R-134a pada kondensor dapat diperoleh parameter-parameter dibawah ini :

1. Luasan :

- Fase desuperheating =  $0,02813 \text{ m}^2$

- Fase Kondensing =  $0,0527109 \text{ m}^2$

$$\text{Total } (A_o) = 0,0808409 \text{ m}^2$$

2. Panjang pipa (tube) :

- Fase desuperheating =  $5,45 \text{ cm}$

- Fase kondensing =  $10,21 \text{ cm}$

$$\text{Total } (L_t) = 15,66 \text{ cm}$$



3. Koefisien perpindahan panas menyeluruh :

$$\text{- Fase desuperheating} = 78,166 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

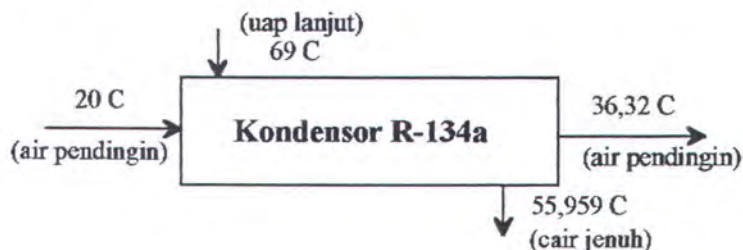
$$\text{- Fase kondensing} = 388,82 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

4. Koefisien perpindahan panas menyeluruh kondensor :

$$U_o = (\Sigma U A_o) / A_o$$

$$U_o = \frac{(78,166 \times 0,02813) + (388,82 \times 0,0527109)}{(0,0808409)} \\ = 280,722 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

5. Log mean temperatur difference (LMTD)



$$LMTD = \frac{(55,959 - 36,32) - (69 - 20)}{\ln(55,959 - 36,32) / (69 - 20)} = 32,112 \text{ C} = 305,112 \text{ K}$$

Koreksi LMTD :  $F = 1$  (lamp 14)

Maka  $\Delta T = 32,112 \text{ C}$

$$= 305,112 \text{ K}$$

## B. Pada Evaporator :

Parameter yang telah dihasilkan :

1. Luasan menyeluruh ( $A_i$ ) :  $0,019917254 \text{ m}^2$

2. Panjang pipa ( $L_i$ ) :  $50,66 \text{ cm}$

3. Koefisien perpindahan panas menyeluruh :  $U_i = 940,89 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

4. Log mean temperatur difference :  $LMTD = \Delta T = 7,15 \text{ C} = 280,15 \text{ K}$

Sebagai ringkasan dari hasil perhitungan dimensi kondensor dan evaporator untuk R-12 dan R-134a untuk kapasitas yang sama pada kondisi (tekanan pengembunan 15,259 bar dan tekanan penguapan 4,233 bar) dapat ditabelkan dibawah ini.

Tabel 5.3, Parameter kondensor untuk R-12 dan R-134a untuk kapasitas refrigerasi 5,25 kW

Parameter	R-12	R-134a	Selisih dg R-12	% Perbedaan
Luasan Perpindahan Panas $A_o$ ( $m^2$ )	0,080573	0,0808409	$+2,679 \cdot 10^{-4}$	+0,32 %
Panjang pipa (tube) $L_t$ (cm)	15,61	15,66	+0,05	+0,32 %
Koefisien Perpindahan Panas Total $U_o$ $W/m^2 K$	284,792	280,722	-4,07	-1,42 %
Harga LMTD (K)	310,26	305,112	-5,18	-1,67 %

Tabel 5.4, Parameter evaporator untuk R-12 dan R-134a untuk kapasitas refrigerasi 5,25 kW

Parameter	R-12	R-134a	Selisih dg R-12	% Perbedaan
Luasan Perpindahan Panas $A_o$ ( $m^2$ )	0,022721774	0,019917254	$-2,80452 \cdot 10^{-3}$	-12,3 %
Panjang pipa (tube) $L_t$ (cm)	57,797	50,66	-7,137	-12,3 %
Koefisien Perpindahan Panas Total $U_i$ $W/m^2 K$	822,5557	940,89	+118,33	+14,38 %
Harga LMTD (K)	280,9	280,15	-0,75	-0,26 %

Keterangan : + Penambahan  
- Pengurangan

Sebagai analisa lanjutan yaitu, bahwa dengan melihat tabel daya guna energi pada bab 4 dan tabel perbedaan kondensor dan evaporator pada bab 5 maka bisa dikatakan penggunaan R-134a pada unit mesin refrigerasi Polieknik perkapalan ini bisa digunakan, mengingat pada tabel 4,1 (bab 4) dijelaskan kemampuan R-134a untuk menghasilkan kapasitas refrigerasi yang sama 5,25 kW dengan power consumption (daya motor

kompresor) yang lebih rendah 9,7 % dari pada R-12 sehingga akan menghemat operasional costnya. Selain itu penggunaan R-134a dalam pencapaian COP lebih tinggi kurang lebih 10% dengan suhu buang kompresor yang relatif lebih rendah.

Apabila kita menengok pada tabel 5.3 dan 5.4 (bab 5) maka dapat dianalisa bahwa dimensi kondensor untuk R-134a lebih besar 0,32 % dari pada R-12. Dengan demikian bisa dikatakan hampir sama, maka dengan dimensi yang sama, biaya pembuatan (initial cost) akan sama pula. Dalam hal dimensi evaporator penggunaan R-134a akan membutuhkan dimensi evaporator yang lebih kecil kurang lebih 12,3 %, maka initial cost akan lebih rendah pula. Namun demikian bila menggunakan dimensi evaporator R-12 untuk penggunaan R-134a juga tidak berpengaruh terhadap kapasitas yang dicapai.



## **BAB VI**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**



## BAB VI

### KESIMPULAN DAN SARAN

Dari hasil analisa teknis penggunaan R-134a sebagai pengganti R-12 pada unit mesin refrigerasi yang ditekankan pada perhitungan untuk memperoleh dimensi kondensor dan evaporator untuk kapasitas yang sama (5,25 kW) pada tekanan pengembunan 15,259 bar, tekanan penguapan 4,233 bar, maka dapat diperoleh suatu kesimpulan bahwa :

1. Untuk kapasitas refrgerasi yang sama (5,25 kW) pada tekanan kerja yang sama maka penggunaan R-134a akan memerlukan dimensi kondensor yang lebih besar 0,32 % (bisa dikatakan sama), tetapi memerlukan dimesi evaporator yang lebih kecil 12,3 % .
2. Selain tidak merusak lapisan ozon, untuk kapasitas yang sama penggunaan R-134a akan lebih menguntungkan dalam hal pencapaian daya guna energi yaitu lebih rendahnya power consumption (daya motor kompresor) yang dipakai sebesar 9,7 % dan lebih tingginya pencapaian coefisien of performancenya (COP) sebesar 10 %.

Hasil analisa diatas hanya mengacu pada pencapaian kapasitas yang sama untuk memperoleh dimensi kondensor dan evaporator, tanpa melihat gejala-gejala yang ditimbulkan pada dalam operasinya, sehingga diperlukan analisa lebih lanjut tentang modifikasi baik pada kompresor maupun pada sistem yang lainnya agar dalam opersinya tidak akan terjadi masalah.



# **PENUTUP**



## PENUTUP

Kiranya tiada kebanggaan yang tak terkira, tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik dan semoga bisa bermanfaat bagi semua pihak yang membacanya. Penulis telah berusaha dengan seluruh tenaga dan pikiran untuk menyelesaikan akhir ini. Namun demikian masih ada kekurangan-kekurangan. Untuk itu penulis akan berterima kasih bila ada pihak yang mau memberikan kritik dan saran demi kesempurnaan tugas akhir.

Akhirnya sekali lagi penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada semua pihak yang telah membantu terselesaikannya tugas akhir ini.

Semoga Alloh SWT akan membalas budi baik dengan imbalan yang setimpal.  
AMIEN !

## DAFTAR PUSTAKA



## DAFTAR PUSTAKA

1. W.F. Stoecker dan J.W. Jones alih bahasa Ir. Supratman Hara **"Refrigerasi dan Pengkondisian Udara"** Edisi ke-2, Erlangga, Jakarta 1989.
2. Wiranto Arismunandar, Heizo Saito **"Penyegaran Udara"** Cetakan ke-4, PT Pradnya Paramita, Jakarta 1991.
3. William C. Reynold, Henry C. Perkins, alih bahasa Dr.Ir. Filino Harahap M.Sc **"Termodinamika Teknik"** Erlangga, Jakarta 1991.
4. Arora C.P **"Refrigeration and Air Conditionig"** McGraw-Hill Company Inc, New Delhi 1983.
5. Donald R. Pitts PhD, alih bahasa Ir. E Jasfi M.Sc " **Seri Buku Schaum Teori dan Soal-soal Perpindahan Kalor**" Erlangga , Jakarta 1987.
6. William S Jana, **"Engineering Heat Tranfer"** PWS Engineering Boston 1986.
7. Roy J. Dossat **"Principles of Refrigeration"** Second Edition, SI Version, John Wiley & Sons, New York 1976.
8. Althouse, Andrew, et all **"Modern Refrigeration and Air Conditioning"** The Goodheart Willcox Company Inc, Illinois 1975.
9. Kays, W.M and A.L London **"Compact Heat Exchanger"** Second edition, McGraw-Hill Company Inc, USA 1964.
10. M. Necati Ozisik **"Basic Heat Tranfer"** McGraw-Hill Book Company, USA 1977.
11. Kenneth E. Hickman, Ph.D **"Redesigning Equipment for R-22 and R-502 Alternatives"** Ashrae Journal, January 1994.



12. Raymond J. Albrecht P.E, Hamed Borhanian, Thomas J. Matthews P.E, and Lenley J. Rafuse P.E **"Using R-13a and R-22 in Supermarket Refrigeration Applications"** Ashrae Journal, February 1994.
13. Dr. D.T. Jamieson **"Journal Engineering Sciences Data Unit"** (ESDU data item No. 93003), Maret 1993 by Institution of Chemical Engineers.
14. **"Journal Hoechst Chemikalien"** Kaltemittel Hoechst R-134a, September 1990.
15. **"ASTM Standart in Building Codes 30th"** Edisi 1993, Vol A-B 210M ASTM 1916 Race St, Philadelphia 19103.
16. Warren M. Rohsenow, James P. Harneii **"Hand Book of Heat Transfer"** McGraw-Hill Book Company, USA 1973.
17. Frank P. Incopera, David P. Dewitt **"Fundamental of Heat Mass Tranfer"** Third Edition, John Wiley & Sons, USA1990.
18. J.P. Holman, alih bahasa Ir. E. Jasfi M.Sc **"Perpindahan Kalor"** Judul asli Heat Transfer Edisi ke-5, Erlangga, Jakarta 1984.
19. Donald Q. Kern **"Process Heat Transfer"** International Student Edition, McGraw-Hill International Book Company, Japan 1965.
20. **"ASHRAE Handbook of Fundamentals"**, Americans Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers Inc, New York 1972.

# DAFTAR KEMAJUAN TUGAS AKHIR ( NE. 1701 )

Judul karya tulis :

## **ANALISA TEKNIS PENGGUNAAN R 134a SEBAGAI PENGANTI R 12 PADA UNIT MESIN REFRIGERASI**

Dosen Pembimbing : Ir. Tony Bambang M, MSc

N a m a : Bambang Sutomo

Nomor Pokok : 493 420 0396

Tanggal diberikan tugas : 9 September 1995

Tanggal diselesaikan tugas :

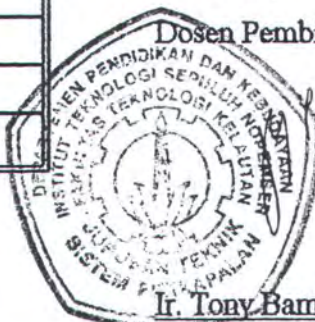
No	TGL	KEMAJUAN	T.T. DOSEN	No	TGL	KEMAJUAN	T.T. DOSEN
1	30/9 95	TT Surat Tugas	✓	10	5/5 96	Revisi Analisa	✓
2	30/10 95	Bab I Pendahuluan	✓	11	4/4 96	Kesimpulan	✓
3	15/10 95	Revisi Bab I	✓	12			
4	2/11 95	Bab II Dasar Teori	✓	13			
5	15/11 95	Bab III Dasar Teori	✓	14			
6	1/12 95	Bab IV Permaknaan	✓	15			
7	2/1 96	Analisa & Perhitungan	✓	16			
8	3/2 96	Analisa & Perhitungan	✓	17			
9	5/4 96	Analisa & Perhitungan	✓	18			

Catatan :

Siap untuk diujikan	✓
Belum siap untuk diujikan	
Waktu tugas diperpanjang	
Tugas dibatalkan	

Surabaya, 1996

Dosen Pembimbing



Ir. Tony Bambang M, M.Sc  
NIP. 131 652 209



# DAFTAR NOTASI



## DAFTAR NOTASI

$q_e$	= efek refrigerasi	$\text{kJ/kg}$
$q_c$	= kalor yang dilepas di kondensor	$\text{kJ/kg}$
$q$	= laju perpindahan panas menyeluruh	J
$Al$	= kerja kompresi	$\text{kJ/kg}$
$Q_e$	= kapasitas refrigerasi	$\text{kW}$
$Q_c$	= Kapasitas kondensor	$\text{kW}$
$Q_d$	= Kapasitas fase desuperheating	$\text{kW}$
$Q_k$	= Kapasitas fase kondensing	$\text{kW}$
$V$	= kapasitas kompresor	$\text{m}^3/\text{jam}$
$\dot{V}$	= laju aliran volume fluida	$\text{l/s}$
$KP$	= koefisien prestasi	
$i$	= entalpi spesifik	$\text{kJ/kg}$
$v$	= volume spesifik	$\text{m}^3/\text{kg}$
$P$	= tekanan kerja	bar
$P_{\text{comp}}$	= daya yang dibutuhkan kompresor	$\text{kW}$
$m$	= laju aliran masa	$\text{kg/s}$
$\Delta h$	= perbedaan entalpi spesifik	$\text{kJ/kg}$
$U$	= koefisien perpindahan panas menyeluruh	$\text{W/m}^2 \text{ K}$
$h$	= koefisien perpindahan panas konveksi	$\text{W/m}^2 \text{ K}$
$k$	= konduktivitas termal bahan	$\text{W/m K}$
$A$	= luas permukaan	m
$A_p$	= luas permukaan luar pipa tanpa sirip	m

$A_e$	= luas permukaan sirip	m
$A_{fr}$	= luas frontal evaporator	m
$A_c$	= luas aliran bebas evaporator	m
$s$	= konstanta perbandingan luasan ( $A_{fr}/A_c$ )	
$r$	= jari-jari pipa	m
$D$	= diameter pipa	m
$D_{cl}$	= diameter silinder kompresor	m
$D_h$	= diameter hidrolik penukar kalor	m
$D_e$	= diameter equivalent	m
$T$	= temperatur	C
$T_v$	= temperatur pengembunan	C
$T_{av}$	= temperatur rata-rata	C
$T_f$	= temperatur film	C
$T_s$	= temperatur permukaan luar	C
$\eta$	= efektivitas luasan total evaporator	
$\eta_r$	= efisiensi satu sirip	
$\eta_c$	= efisiensi kompresi	
$\eta_m$	= efisiensi mekanis	
$t$	= ketebalan sirip	m
$L_{tr}$	= panjang langkah torak	m
$L_t$	= panjang pipa (tube)	m
$L$	= panjang efektif sirip	m
$L_c$	= panjang sirip setelah koreksi	m
$N_t$	= jumlah pipa (tube)	

$N_{vt}$	= jumlah pipa jajaran vertikal	
$N$	= jumlah laluan pada shell	
$n$	= jumlah laluan pada tube	
$n$	= jumlah putaran per menit	Rpm
$B$	= jarak baffle	m
$P_T$	= jarak antar sumbu pipa (tube)	m
$C$	= jarak antar pipa (tube)	m
$R_d$	= faktor pengotoran	$m^2 \text{ K/W}$
$R_k$	= tahanan termal konduksi bahan	$m^2 \text{ K/W}$
$\Sigma R_{th}$	= jumlah tahanan termal perpindahan kalor	
$Q$	= laju aliran energi	J
$c_p$	= panas spesifik fluida	$\text{kJ/kg K}$
$\lambda$	= koefisien laju penguapan/pengembunan	$\text{kJ/kg}$
LMTD	= perbedaan temperatur rata-rata logaritmik	C
$F$	= faktor koreksi LMTD	
$\Delta T$	= harga LMTD setelah dikoreksi	C
$P$	= thermal effectiveness	
$R$	= heat capacity ratio	
$Nu$	= bilangan nusselt	
$Re$	= bilangan reynold	
$Pr$	= bilangan prandl	
$N_{st}$	= bilangan stanton	
$J$	= konstanta ( $J = N_{st} Pr$ )	
$\mu$	= viskositas dinamik fluida	$\text{Ns/m}^2$



$\nu$	= viskositas kinematis	$\text{m}^2/\text{s}$
$x$	= kualitas uap	
$\rho$	= masa jenis fluida	$\text{kg}/\text{m}^3$
$\sigma$	= tegangan permukaan fluida	$\text{N}/\text{m}$
$G$	= Mass velocities fluida	$\text{kg}/\text{s m}^2$
$g$	= percepatan grafitasi bumi	$\text{m}/\text{s}^2$
$h_{fg}$	= kalor laten penguapan/pengembunan fluida	$\text{kJ}/\text{kg}$

#### SUBCRIP :

$r,a,w$	= sisi refrigeran, udara dan air pendingin
$A,B,..$	= pada titik A,B dan seterusnya
$1,2,..$	= pada titik 1,2 dan seterusnya
$a,b,..$	= pada titik a,b dan seterusnya
$i,o$	= pada sisi dalam dan luar
$roe$	= sisi refrigeran keluar dari evaporator
$rie$	= sisi refrigeran masuk ke dalam evaporator
$wo$	= sisi air pendingin keluar
$wi$	= sisi air pendingin masuk
$h$	= sisi fluida panas keluar dan masuk
$c$	= sisi fluida dingin keluar dan masuk
$t$	= sisi dalam tube
$s$	= sisi shell
$l$	= kondisi liquid
$v$	= kondisi vapour

# DAFTAR LAMPIRAN



# DAFTAR LAMPIRAN

## LAMPIRAN 1

Tabel A.3 Berbagai ekuivalen dimensional

Panjang	$1 \text{ m} = 3,2808 \text{ ft} = 39,37 \text{ in}$ $1 \text{ cm} \equiv 10^{-2} \text{ m} = 0,394 \text{ in} = 0,0328 \text{ ft}$ $1 \text{ mm} \equiv 10^{-3} \text{ m}$ $1 \mu\text{m} \equiv 10^{-6} \text{ m}$ $1 \text{ \AA} \equiv 10^{-10} \text{ m}$ $1 \text{ km} = 0,621 \text{ mi}$ $1 \text{ mi} = 5280 \text{ ft}$
Luas	$1 \text{ m}^2 = 10,76 \text{ ft}^2$ $1 \text{ cm}^2 = 10^{-4} \text{ m}^2 = 0,155 \text{ in}^2$
Volume	$1 \text{ gal} = 0,13368 \text{ ft}^3 = 3,785 \text{ liter}$ $1 \text{ liter} \equiv 10^{-3} \text{ m}^3$
Waktu	$1 \text{ h} \equiv 3600 \text{ s} = 60 \text{ min}$ $1 \text{ ms} \equiv 10^{-3} \text{ s}$ $1 \mu\text{s} \equiv 10^{-6} \text{ s}$ $1 \text{ ns} \equiv 10^{-9} \text{ s}$
Massa	$1 \text{ kg} \equiv 1000 \text{ g} = 2,2046 \text{ lbm} = 6,8521 \times 10^{-2} \text{ slug}$ $1 \text{ slug} \equiv 1 \text{ lbf} \cdot \text{s}^2/\text{ft} = 32,174 \text{ lbm}$
Gaya	$1 \text{ N} \equiv 1 \text{ kg} \cdot \text{m}/\text{s}^2$ $1 \text{ dyn} \equiv 1 \text{ g} \cdot \text{cm}/\text{s}^2$ $1 \text{ lbf} = 4,448 \times 10^5 \text{ dyn} = 4,448 \text{ N}$
Energi	$1 \text{ J} \equiv 1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}^2$ $1 \text{ Btu} \equiv 778,16 \text{ ft} \cdot \text{lbf} = 1,055 \times 10^{10} \text{ ergs} = 252 \text{ kal} = 1055,0 \text{ J}$ $1 \text{ kal} = 4,186 \text{ J}$ $1 \text{ kkal} \equiv 4186 \text{ J} = 1000 \text{ kal}$ $1 \text{ erg} \equiv 1 \text{ g} \cdot \text{cm}^2/\text{s}^2 = 10^{-7} \text{ J}$ $1 \text{ eV} \equiv 1,602 \times 10^{-19} \text{ J}$ $1 \text{ Q} \equiv 10^{18} \text{ Btu} = 1,055 \times 10^{21} \text{ J}$ $1 \text{ Quad} = 10^{15} \text{ Btu}$ $1 \text{ kJ} = 0,947813 \text{ Btu} = 0,23884 \text{ kkal}$
Daya	$1 \text{ W} \equiv 1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}^3 = 1 \text{ J/s}$ $1 \text{ hp} \equiv 550 \text{ ft} \cdot \text{lbf}/\text{s}$ $1 \text{ hp} = 2545 \text{ Btu}/\text{h} = 746 \text{ W}$ $1 \text{ kW} \equiv 1000 \text{ W} = 3412 \text{ Btu}/\text{h}$
Tekanan	$1 \text{ atm} \equiv 14,696 \text{ lbf}/\text{in}^2 = 760 \text{ torr} = 101325 \text{ N}/\text{m}^2$ $1 \text{ mm Hg} \equiv 0,01934 \text{ lbf}/\text{in}^2 \equiv 1 \text{ torr}$ $1 \text{ dyn}/\text{cm}^2 = 145,04 \times 10^{-7} \text{ lbf}/\text{in}^2$ $1 \text{ bar} \equiv 10^5 \text{ N}/\text{m}^2 = 14,504 \text{ lbf}/\text{in}^2 \equiv 10^6 \text{ dyn}/\text{cm}^2$ $1 \mu \equiv 10^{-6} \text{ m Hg} = 10^{-3} \text{ mm Hg}$ $1 \text{ Pa} \equiv 1 \text{ N}/\text{m}^2 = 1,4504 \times 10^{-4} \text{ lbf}/\text{in}^2$ $1 \text{ in Hg} \equiv 3376,8 \text{ N}/\text{m}^2$ $1 \text{ in H}_2\text{O} \equiv 248,8 \text{ N}/\text{m}^2$
Daya per satuan luas	$1 \text{ W}/\text{m}^2 = 0,3170 \text{ Btu}/(\text{jam} \cdot \text{ft}^2) = 0,85984 \text{ kkal}/(\text{jam} \cdot \text{m}^2)$
Koefisien perpindahan panas	$1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) = 0,1761 \text{ Btu}/(\text{jam} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}) = 0,85984 \text{ kkal}/(\text{jam} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
Energi per satuan massa	$1 \text{ kJ}/\text{kg} = 0,4299 \text{ Btu}/\text{lbm} = 0,23884 \text{ kkal}/\text{kg}$
Panas spesifik	$1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) = 0,23884 \text{ Btu}/(\text{lbm} \cdot ^\circ\text{F}) = 0,23884 \text{ kkal}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$
Konduktivitas termal	$1 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C}) = 0,5778 \text{ Btu}/(\text{jam} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}) = 0,85984 \text{ kkal}/(\text{jam} \cdot \text{m} \cdot ^\circ\text{C})$



540 Termodinamika Teknik

Tabel A.3 (lanjutan)

Viskositas	$1 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}) = 1 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2 = 0,6720 \text{ lbm}/(\text{ft} \cdot \text{s}) = 10 \text{ Poise}$
Temperatur	$C^\circ = 1,8 \text{ F}^\circ$ $0^\circ\text{C}$ berkorespondensi ke $32^\circ\text{F}$ , $273,16 \text{ K}$ , dan $491,69 \text{ R}$
Berbagai besaran magnetik	$1 \text{ G} \equiv 1 \text{ g}^{1/2}/(\text{cm}^{1/2} \cdot \text{s})$ $1 \text{ G} = 10^3 \text{ C}/(\text{m} \cdot \text{s})$ untuk $M$ $1 \text{ G} = (1/4\pi) \times 10^3 \text{ C}/(\text{m} \cdot \text{s})$ untuk $H$ $1 \text{ G} = 10^{-4}$ untuk $B$ $1 \text{ T} \equiv 1 \text{ kg}/(\text{C} \cdot \text{s})$

Tabel A.4 Berbagai konstanta fisis

Bilangan Avogadro	$N_0 = 6,022 \times 10^{23} / \text{gmol}$
Konstanta Boltzmann	$k = 1,380 \times 10^{-23} \text{ J/K}$
Konstanta gas	$R = 1545,33 \text{ ft} \cdot \text{lbf}/(\text{lbmol} \cdot \text{R})$ $= 8,3143 \text{ J}/(\text{gmol} \cdot \text{K})$ $= 8314,3 \text{ J}/(\text{gmol} \cdot \text{K})$ $= 1,9858 \text{ Btu}/(\text{gmol} \cdot \text{R})$ $= 1,9858 \text{ kal}/(\text{gmol} \cdot \text{K})$
Konstanta Planck	$h = 6,626 \times 10^{-34} \text{ J} \cdot \text{s}$
Konstanta Coulomb	$1/4\pi\epsilon_0 = 8,987 \times 10^9 \text{ kg} \cdot \text{m}^3 / (\text{C}^2 \cdot \text{s}^2)$
Konstanta Biot Savart	$\mu_0/4\pi = 1,0000 \times 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{m} / \text{C}^2$
Muatan elektronik	$e = -1,6021 \times 10^{-19} \text{ C}$
Kerambatan cahaya	$c = 2,998 \times 10^8 \text{ m/s}$
Konstanta Newton	$g_c = 32,174 \text{ ft} \cdot \text{lbm} / (\text{lbf} \cdot \text{s}^2)$
Konstanta gravitasi	$k_G = 6,67 \times 10^{-11} \text{ m}^3 / (\text{kg} \cdot \text{s}^2)$

Tabel A-2 Lembab udara:<sup>2</sup> sifat-sifat termodinamik udara jenuh pada tekanan atmosfer 101,325 kPa.

t, °C	Tekanan gas, kPa	Perbandingan kelembaban, kg/kg	Volume spesifik, m <sup>3</sup> /kg	Entalpi, kJ/kg
-40	0,01283	0,000079	0,6597	-40,041
-35	0,02233	0,000138	0,6740	-34,868
-30	0,03798	0,000234	0,6884	-29,600
-25	0,06324	0,000390	0,7028	-24,187
-20	0,10318	0,000637	0,7173	-18,546
-18	0,12482	0,000771	0,7231	-16,203
-16	0,15056	0,000930	0,7290	-13,795
-14	0,18107	0,001119	0,7349	-11,314
-12	0,21716	0,001342	0,7409	-8,745
-10	0,25971	0,001606	0,7469	-6,073
-8	0,30975	0,001916	0,7529	-3,285
-6	0,36846	0,002280	0,7591	-0,360
-4	0,43716	0,002707	0,7653	2,724
-2	0,51735	0,003206	0,7716	5,991
0	0,61072	0,003788	0,7781	9,470
1	0,6566	0,00407	0,7813	11,200
2	0,7055	0,00438	0,7845	12,978
3	0,7575	0,00471	0,7878	14,807
4	0,8130	0,00505	0,7911	16,692
5	0,8719	0,00542	0,7944	18,634
6	0,9347	0,00582	0,7978	20,639
7	1,0013	0,00624	0,8012	22,708
8	1,0722	0,00668	0,8046	24,848
9	1,1474	0,00716	0,8081	27,059
10	1,2272	0,00766	0,8116	29,348
11	1,3119	0,00820	0,8152	31,716
12	1,4017	0,00876	0,8188	34,172
13	1,4969	0,00937	0,8225	36,719
14	1,5977	0,01001	0,8262	39,362
15	1,7044	0,01069	0,8300	42,105
16	1,8173	0,01141	0,8338	44,955
17	1,9367	0,01218	0,8377	47,918
18	2,0630	0,01299	0,8417	50,998
19	2,1964	0,01384	0,8457	54,205
20	2,3373	0,01475	0,8498	57,544
21	2,4861	0,01572	0,8540	61,021
22	2,6431	0,01674	0,8583	64,646
23	2,8086	0,01781	0,8626	68,425
24	2,9832	0,01896	0,8671	72,366
25	3,1671	0,02016	0,8716	76,481
26	3,3609	0,02144	0,8763	80,777
27	3,5649	0,02279	0,8811	85,263
28	3,7797	0,02422	0,8860	89,952
29	4,0055	0,02572	0,8910	94,851
30	4,2431	0,02732	0,8961	99,977
31	4,4928	0,02900	0,9014	105,337
32	4,7552	0,03078	0,9068	110,946
33	5,0308	0,03266	0,9124	116,819
34	5,3201	0,03464	0,9182	122,968
35	5,6237	0,03674	0,9241	129,411
36	5,9423	0,03895	0,9302	136,161
37	6,2764	0,04129	0,9365	143,239
38	6,6265	0,04376	0,9430	150,660
39	6,9935	0,04636	0,9497	158,445
40	7,3778	0,04911	0,9567	166,615

# LAMPIRAN 2 (lanjutan)

Tabel A-2 (lanjutan)

$t, ^\circ\text{C}$	Tekanan gas, kPa	Perbandingan kelembaban, kg/kg	Volume spesifik, $\text{m}^3/\text{kg}$	Entalpi, kJ/kg
40	7,3778	0,04911	0,9567	166,615
41	7,7803	0,05202	0,9639	175,192
42	8,2016	0,05509	0,9713	184,200
43	8,6424	0,05833	0,9790	193,662
44	9,1036	0,06176	0,9871	203,610
45	9,5856	0,06537	0,9954	214,067
46	10,0896	0,06920	1,0040	225,068
47	10,6161	0,07324	1,0130	236,643
48	11,1659	0,07751	1,0224	248,828
49	11,7402	0,08202	1,0322	261,667
50	12,3397	0,08680	1,0424	275,198
52	13,6176	0,09720	1,0641	304,512
54	15,0072	0,10887	1,0879	337,182
56	16,5163	0,12198	1,1141	373,679
58	18,1531	0,13674	1,1429	414,572
60	19,9263	0,15341	1,1749	460,536
62	21,8447	0,17228	1,2105	512,391
64	23,9184	0,19375	1,2504	571,144
66	26,1565	0,21825	1,2953	638,003
68	28,5701	0,24638	1,3462	714,531
70	31,1693	0,27884	1,4043	802,643
75	38,5562	0,38587	1,5925	1092,010
80	47,3670	0,55201	1,8792	1539,414
85	57,8096	0,83634	2,3633	2302,878
90	70,1140	1,41604	3,3412	3856,547



Tabel C.5a Sifat-sifat udara pada tekanan sedang (satuan Inggris lama)

T, °F	$\mu$ , lbm/(hr·ft)	k, Btu/(h·ft·°F)	$c_p$ , Btu/(lbm·°F)	Pr
-100	0,0319	0,0104	0,239	0,739
0	0,0394	0,0131	0,240	0,718
100	0,0459	0,0157	0,240	0,706
200	0,0519	0,0181	0,241	0,693
300	0,0574	0,0203	0,243	0,686
400	0,0626	0,0225	0,245	0,681
500	0,0675	0,0246	0,248	0,680
600	0,0721	0,0265	0,250	0,680
700	0,0765	0,0284	0,254	0,682
800	0,0806	0,0303	0,257	0,684
900	0,0846	0,0320	0,260	0,687
1000	0,0884	0,0337	0,263	0,690

Dari National Bureau of Standards Circular 564, 1955.

Catatan: ft = kaki h = jam

Tabel C.5b Sifat-sifat udara (satuan SI)

T, K	$c_p$ , J/(kg·K)	$\mu$ , kg/(m·s)	$\nu$ , m <sup>2</sup> /s (1 atm)	k, W/(m·K)	Pr
100	1,0266 × 10 <sup>3</sup>	0,6924 × 10 <sup>-5</sup>	1,923 × 10 <sup>-6</sup>	0,009246	0,770
150	1,0099	1,0283	4,343	0,013735	0,753
200	1,0061	1,3289	7,490	0,01809	0,739
250	1,0053	1,488	9,49	0,02227	0,722
300	1,0057	1,983	15,68	0,02624	0,708
350	1,0090	2,075	20,76	0,03003	0,697
400	1,0140	2,286	25,90	0,03365	0,689
450	1,0207	2,484	28,86	0,03707	0,683
500	1,0295	2,671	37,90	0,04038	0,680
550	1,0392	2,848	44,34	0,04360	0,680
600	1,0551	3,018	51,34	0,04659	0,680
650	1,0635	3,177	58,51	0,04953	0,682
700	1,0752	3,332	66,25	0,05230	0,684
750	1,0856	3,481	73,91	0,05509	0,686
800	1,0978	3,625	82,29	0,05779	0,689
850	1,1095	3,765	90,75	0,06028	0,692
900	1,1212	3,899	99,3	0,06279	0,696
950	1,1321	4,023	108,2	0,06525	0,699
1000	1,1417	4,152	117,8	0,06752	0,702
1100	1,160	4,44	138,6	0,0732	0,704
1200	1,179	4,69	159,1	0,0782	0,707
1300	1,197	4,93	182,1	0,0837	0,705
1400	1,214	5,17	205,5	0,0891	0,705
1500	1,230	5,40	229,1	0,0946	0,705
1600	1,248	5,63	254,5	0,100	0,705

Tabel C.5a Sifat-sifat udara pada tekanan sedang (satuan Inggris lama)

$T, ^\circ\text{F}$	$\mu, \text{lbm}/(\text{hr}\cdot\text{ft})$	$k, \text{Btu}/(\text{h}\cdot\text{ft}\cdot^\circ\text{F})$	$c_p, \text{Btu}/(\text{lbm}\cdot^\circ\text{F})$	Pr
-100	0,0319	0,0104	0,239	0,739
0	0,0394	0,0131	0,240	0,718
100	0,0459	0,0157	0,240	0,706
200	0,0519	0,0181	0,241	0,693
300	0,0574	0,0203	0,243	0,686
400	0,0626	0,0225	0,245	0,681
500	0,0675	0,0246	0,248	0,680
600	0,0721	0,0265	0,250	0,680
700	0,0765	0,0284	0,254	0,682
800	0,0806	0,0303	0,257	0,684
900	0,0846	0,0320	0,260	0,687
1000	0,0884	0,0337	0,263	0,690

Dari *National Bureau of Standards Circular 564*, 1955.

Catatan: ft = kaki h = jam

Tabel C.5b Sifat-sifat udara (satuan SI)

$T, \text{K}$	$c_p, \text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	$\mu, \text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$	$\nu, \text{m}^2/\text{s}$ (1 atm)	$k, \text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$	Pr
100	$1,0266 \times 10^3$	$0,6924 \times 10^{-5}$	$1,923 \times 10^{-6}$	0,009246	0,770
150	1,0099	1,0283	4,343	0,013735	0,753
200	1,0061	1,3289	7,490	0,01809	0,739
250	1,0053	1,488	9,49	0,02227	0,722
300	1,0057	1,983	15,68	0,02624	0,708
350	1,0090	2,075	20,76	0,03003	0,697
400	1,0140	2,286	25,90	0,03365	0,689
450	1,0207	2,484	28,86	0,03707	0,683
500	1,0295	2,671	37,90	0,04038	0,680
550	1,0392	2,848	44,34	0,04360	0,680
600	1,0551	3,018	51,34	0,04659	0,680
650	1,0635	3,177	58,51	0,04953	0,682
700	1,0752	3,332	66,25	0,05230	0,684
750	1,0856	3,481	73,91	0,05509	0,686
800	1,0978	3,625	82,29	0,05779	0,689
850	1,1095	3,765	90,75	0,06028	0,692
900	1,1212	3,899	99,3	0,06279	0,696
950	1,1321	4,023	108,2	0,06525	0,699
1000	1,1417	4,152	117,8	0,06752	0,702
1100	1,160	4,44	138,6	0,0732	0,704
1200	1,179	4,69	159,1	0,0782	0,707
1300	1,197	4,93	182,1	0,0837	0,705
1400	1,214	5,17	205,5	0,0891	0,705
1500	1,230	5,40	229,1	0,0946	0,705
1600	1,248	5,63	254,5	0,100	0,705



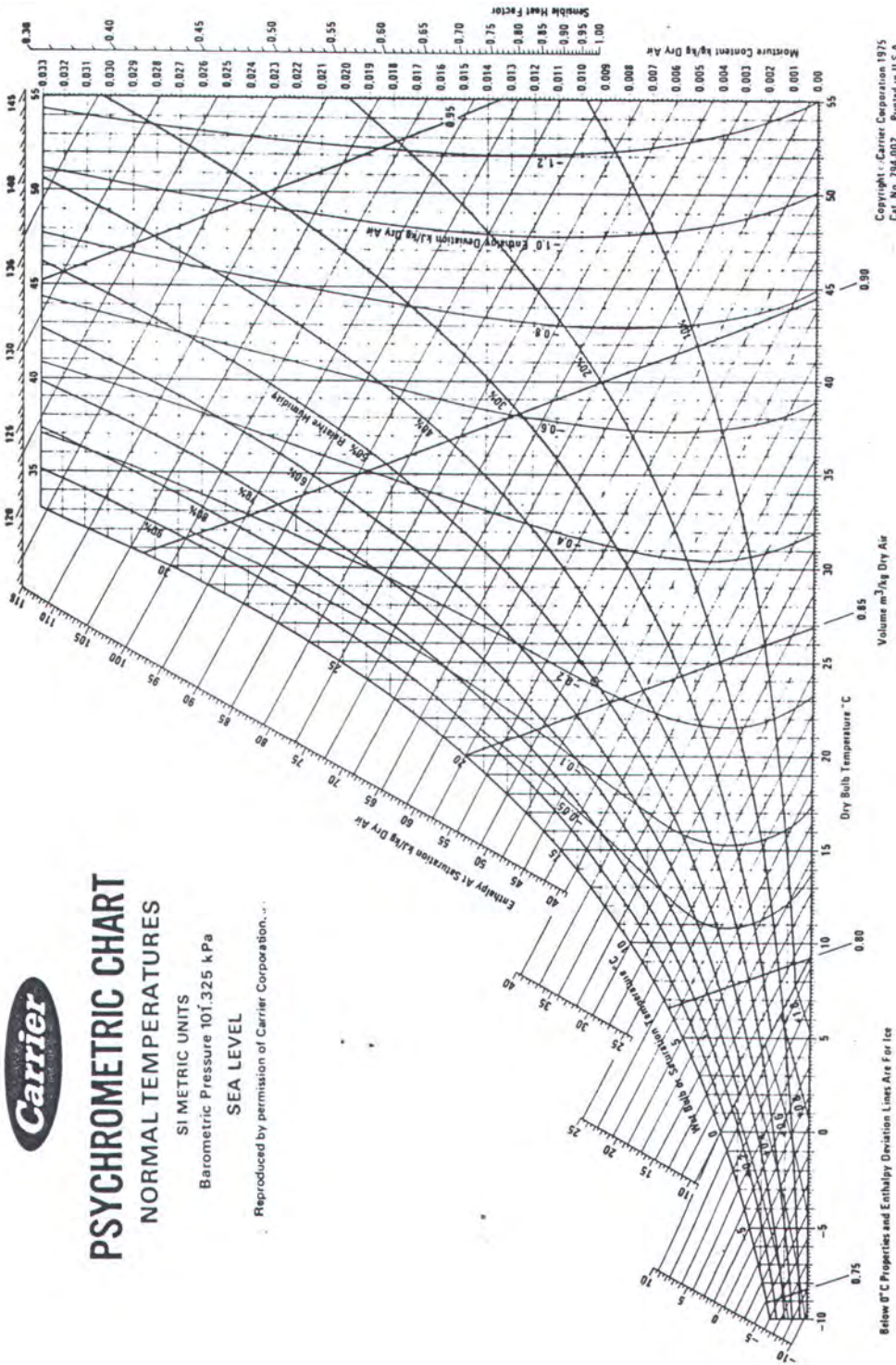


Fig. 5-4



Tabel C.1 Sifat-sifat logam

Logam	T		$\rho$		$c_p$		k	
	°C	°F	kg/m <sup>3</sup>	lbm/ft <sup>3</sup>	kJ/(kg·K)	Btu/(lbm·°F)	W/(m·K)	Btu/(h·ft·°F)
Aluminium, murni	20	68	2.707	169	0,896	0,214	204	118
	200	392	...	...	...	...	215	124
	400	752	...	...	...	...	249	144
Timah	20	68	11.373	710	0,130	0,031	35	20
	300	572	...	...	...	...	29,8	17,2
Besi Murni	20	68	7.897	493	0,452	0,108	73	42
	300	572	...	...	...	...	55	32
	1.000	1.832	...	...	...	...	35	20
Ditempa	20	68	7.849	490	0,46	0,11	59	34
Baja karbon (maks. 0,5% C)	20	68	7.833	489	0,465	0,111	54	31
Baja karbon (1,5 %)	20	68	7.753	484	0,486	0,116	36	21
	400	752	...	...	...	...	33	19
	1.200	2.192	...	...	...	...	29	17
Baja tahan karat	20	68	...	...	...	...	12-45	7-26
Tembaga Murni	20	68	8.954	559	0,383	0,0915	386	223
	300	572	...	...	...	...	369	213
	600	1.112	...	...	...	...	353	204
Kuningan (75% Cu, 25% Zn)	20	68	8.666	541	0,343	0,082	26	15
Tembaga (70% Cu, 30% Zn)	20	68	8.522	532	0,385	0,092	111	64
Perak, murni	20	68	10.524	657	0,234	0,0559	407	235
Tungsten	20	68	19.350	1.208	0,134	0,0321	163	94

Disesuaikan dari E. R. G. Eckert dan R. M. Drake, *Analisa Perpindahan Kalor dan Massa*, cetakan ketiga, McGraw-Hill Book Company, New York, 1972. Dengan izin.

Catatan: ft = kaki h = inci

LAMPIRAN 6

Tabel C.3 Sifat-sifat cairan jenuh (satuan-satuan SI)

$T, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{kg/m}^3$	$c_p, \text{J/(kg}\cdot\text{K)}$	$\nu, \text{m}^2/\text{s}$	$k, \text{W/(m}\cdot\text{K)}$	$\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Pr	$\beta, \text{K}^{-1}$	
Air, $\text{H}_2\text{O}$								
0	1.002,28	$4,2178 \times 10^3$	$1,788 \times 10^{-6}$	0,552	$1,308 \times 10^{-7}$	13,6	$0,18 \times 10^{-3}$	
20	1.000,52	4,1818	1,006	0,597	1,430	7,02		
40	994,59	4,1784	0,658	0,628	1,512	4,34		
60	985,46	4,1843	0,478	0,651	1,554	3,02		
80	974,08	4,1964	0,364	0,668	1,636	2,22		
100	960,63	4,2161	0,294	0,680	1,680	1,74		
120	945,25	4,250	0,247	0,685	1,708	1,446		
140	928,27	4,283	0,214	0,684	1,724	1,241		
160	909,69	4,342	0,190	0,680	1,729	1,099		
180	889,03	4,417	0,173	0,675	1,724	1,004		
200	866,76	4,505	0,160	0,665	1,706	0,937	$14,00 \times 10^{-3}$	
220	842,41	4,610	0,150	0,652	1,680	0,891		
240	815,66	4,756	0,143	0,635	1,639	0,871		
260	785,87	4,949	0,137	0,611	1,577	0,874		
280	752,55	5,208	0,135	0,580	1,481	0,910		
300	714,26	5,728	0,135	0,540	1,324	1,019		
Karbon dioksida, $\text{CO}_2$								
-50	1.156,34	$1,84 \times 10^3$	$0,119 \times 10^{-6}$	0,0855	$0,4021 \times 10^{-7}$	2,96		$14,00 \times 10^{-3}$
-40	1.117,77	1,88	0,118	0,1011	0,4810	2,46		
-30	1.076,76	1,97	0,117	0,1116	0,5272	2,22		
-20	1.032,39	2,05	0,115	0,1151	0,5445	2,12		
-10	983,38	2,18	0,113	0,1099	0,5133	2,20		
0	926,99	2,47	0,108	0,1045	0,4578	2,38		
10	860,03	3,14	0,101	0,0971	0,3608	2,80		
20	772,57	5,0	0,091	0,0872	0,2219	4,10		
30	597,81	36,4	0,080	0,0703	0,0279	28,7		
Diklorodifluorometan (Freon), $\text{CCl}_2\text{F}_2$								
-50	1.546,75	$0,8750 \times 10^3$	$0,310 \times 10^{-6}$	0,067	$0,501 \times 10^{-7}$	6,2	$2,63 \times 10^{-3}$	
-40	1.518,71	0,8847	0,279	0,069	0,514	5,4		
-30	1.489,56	0,8956	0,253	0,069	0,526	4,8		
-20	1.460,57	0,9073	0,235	0,071	0,539	4,4		
-10	1.429,49	0,9203	0,221	0,073	0,550	4,0		
0	1.397,45	0,9345	0,214	0,073	0,557	3,8		
10	1.364,30	0,9496	0,203	0,073	0,560	3,6		
20	1.330,18	0,9659	0,198	0,073	0,560	3,5		
30	1.295,10	0,9835	0,194	0,071	0,560	3,5		
40	1.257,13	1,0019	0,191	0,069	0,555	3,5		
50	1.215,96	1,0216	0,190	0,067	0,545	3,5		
Etyl glycol, $[\text{C}_2\text{H}_4(\text{OH})_2]$								
0	1.130,75	$2,294 \times 10^3$	$57,53 \times 10^{-6}$	0,242	$0,934 \times 10^{-7}$	615	$0,65 \times 10^{-3}$	
20	1.116,65	2,382	19,18	0,249	0,939	204		
40	1.101,43	2,474	8,69	0,256	0,939	93		
60	1.087,66	2,562	4,75	0,260	0,932	51		
80	1.077,56	2,650	2,98	0,261	0,921	32,4		
100	1.058,50	2,742	2,03	0,263	0,908	22,7		

Appendix A-4. Viscosities of Refrigerants\*, in centipoise

Temperature °C	Liquids at Saturation Pressure				Vapours at One Atmosphere			
	R 11	R 12	R 22	NH <sub>3</sub>	R 11	R 12	R 22	NH <sub>3</sub>
-40	0.980	0.423	0.351		0.0088	0.0106	0.0105	
-30	0.783	0.366	0.314		0.0092	0.0109	0.0109	
-20	0.652	0.342	0.296		0.0097	0.0114	0.0114	
-15				0.250				0.0085
-10	0.613	0.316	0.277	0.244	0.0100	0.0117	0.0119	0.0087
+10	0.486	0.278	0.250	0.225	0.0104	0.0121	0.0124	0.0096
+20	0.444	0.263	0.239	0.216	0.0108	0.0124	0.0127	
+30	0.406	0.251	0.229	0.207	0.0111	0.0127	0.0131	
+40	0.374	0.240	0.221	0.198	0.01135	0.01295	0.0134	0.0106
+50	0.346	0.231	0.213		0.0116	0.0132	0.01375	

\*From "Fundamentals and equipment", *ASHRAE, Guide and Data Book*, 1963, p. 283.

Appendix A-6. Thermal Conductivity of Vapour Refrigerants at One Atmosphere\*

Refrigerant	Temperature °C	Thermal Conductivity W/m K	Refrigerant	Temperature °C	Thermal Conductivity W/m K
R 11	+30 +90	0.00873 0.01074	R 14	+30 +90	0.01118 0.0136
R 12	+30 +90	0.01022 0.01277	R 30	0	0.0067
R 22	+30 +90	0.01168 0.01425	R 717	0 +50 +150	0.0221 0.0272 0.0407
R 113	+30 +90	0.00780 0.01092			

\* Adapted in S.I. units taking average values from W.H. Markwood and A.F. Benning, *Refrigerating Engineering*, Feb. 1943, p. 95, and R.W. Powell, *Modern Refrigeration*, Dec. 1956, p. 434. Values for ammonia are from F.G. Keys, *ASME Trans.*, 1954, p. 809. The value for methylene chloride is from J.H. Perry, *Chemical Engineers Handbook*, McGraw-Hill, New York, 1950.



Appendix A-8. Specific Heats of Refrigerant Vapours\* in kJ/kg K

Refrigerant	Pressure bar	10°C			37.8°C			65.6°C		
		$c_p$	$c_v$	$c_p/c_v$	$c_p$	$c_v$	$c_p/c_v$	$c_p$	$c_v$	$c_p/c_v$
R 12	0.689	0.599	0.523	1.143	0.624	0.548	1.133	0.645	0.574	1.125
R 13	"	0.630	0.544	1.15	0.657	0.578	1.14	0.607	0.607	1.13
R 22	"	0.615	0.519	1.19	0.645	0.548	1.18	0.674	0.578	1.17
R 12	6.89	—	—	—	0.700	0.590	1.225	0.703	0.599	1.181
R 13	"	0.678	0.656	1.195	0.695	0.590	1.172	0.712	0.615	1.158
R 22	"	—	—	—	0.682	0.548	1.24	0.703	0.578	1.21
R 12	13.78	—	—	—	—	—	—	0.829	0.632	1.309
R 13	"	0.779	0.595	1.31	0.741	0.603	1.23	0.745	0.620	1.198
R 22	"	—	—	—	0.770	0.548	1.41	0.758	0.578	1.32
R 11	1.01325	—	—	—	0.569	0.502	1.134	0.590	0.523	1.126
R 12	"	0.603	0.528	1.148	0.628	0.553	1.136	0.649	0.574	1.127
R 13	"	0.624	0.544	1.15	0.657	0.574	1.14	0.687	0.607	1.13
R 21	"	0.565	0.477	1.186	0.595	0.503	1.172	0.624	0.536	1.161
R 22	"	0.615	0.515	1.194	0.645	0.548	1.181	0.674	0.578	1.168
R 113	"	—	—	—	—	—	—	0.678	0.645	1.052
R 114	"	0.628	0.595	1.092	0.678	0.624	1.087	0.703	0.653	1.077

\*Adapted in S.I. units from "Fundamentals and equipment", *ASHRAE Handbook*, 1963, p. 285.

# LAMPIRAN 7

Tabel A-5 Refrigeran 12: sifat-sifat cairan dan uap jenuh<sup>5</sup>

$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{kPa}$	Entalpi, $\text{kJ/kg}$		Entropi, $\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$		Volume spesifik, $\text{L/kg}$	
		$h_f$	$h_g$	$s_f$	$s_g$	$v_f$	$v_g$
-60	22,62	146,463	324,236	0,77977	1,61373	0,63689	637,911
-55	29,98	150,808	326,567	0,79990	1,60552	0,64226	491,000
-50	39,15	155,169	328,897	0,81964	1,59810	0,64782	383,105
-45	50,44	159,549	331,223	0,83901	1,59142	0,65355	302,683
-40	64,17	163,948	333,541	0,85805	1,58539	0,65949	241,910
-35	80,71	168,369	335,849	0,86776	1,57996	0,66563	195,398
-30	100,41	172,810	338,143	0,89516	1,57507	0,67200	159,375
-28	109,27	174,593	339,057	0,90244	1,57326	0,67461	147,275
-26	118,72	176,380	339,968	0,90967	1,57152	0,67726	136,284
-24	128,80	178,171	340,876	0,91686	1,56985	0,67996	126,282
-22	139,53	179,965	341,780	0,92400	1,56825	0,68269	117,167
-20	150,93	181,764	342,682	0,93110	1,56672	0,68547	108,847
-18	163,04	183,567	343,580	0,93816	1,56526	0,68829	101,242
-16	175,89	185,374	344,474	0,94518	1,56385	0,69115	94,2788
-14	189,50	187,185	345,365	0,95216	1,56250	0,69407	87,8951
-12	203,90	189,001	346,252	0,95910	1,56121	0,69703	82,0344
-10	219,12	190,822	347,134	0,96601	1,55997	0,70004	76,6464
-9	227,04	191,734	347,574	0,96945	1,55938	0,70157	74,1155
-8	235,19	192,647	348,012	0,97287	1,55897	0,70310	71,6864
-7	243,55	193,562	348,450	0,97629	1,55822	0,70465	69,3543
-6	252,14	194,477	348,886	0,97971	1,55765	0,70622	67,1146
-5	260,96	195,395	349,321	0,98311	1,55710	0,70780	64,9629
-4	270,01	196,313	349,755	0,98650	1,55657	0,70939	62,8952
-3	279,30	197,233	350,187	0,98989	1,55604	0,71099	60,9075
-2	288,82	198,154	350,619	0,99327	1,55552	0,71261	58,9963
-1	298,59	199,076	351,049	0,99664	1,55502	0,71425	57,1579
0	308,61	200,000	351,477	1,00000	1,55452	0,71590	55,3892
1	318,88	200,925	351,905	1,00335	1,55404	0,71756	53,6869
2	329,40	201,852	352,331	1,00670	1,55356	0,71924	52,0481
3	340,19	202,780	352,755	1,01004	1,55310	0,72094	50,4700
4	351,24	203,710	353,179	1,01337	1,55264	0,72265	48,9499
5	363,55	204,642	353,600	1,01670	1,55220	0,72438	47,4853
6	374,14	205,575	354,020	1,02001	1,55176	0,72612	46,0737
7	386,01	206,509	354,439	1,02333	1,55133	0,72788	44,7129
8	398,15	207,445	354,856	1,02663	1,55091	0,72966	43,4006
9	410,58	208,383	355,272	1,02993	1,55050	0,73146	42,1349
10	423,30	209,323	355,686	1,03322	1,55010	0,73326	40,9137
11	436,31	210,264	356,098	1,03650	1,54970	0,73510	39,7352
12	449,62	211,207	356,509	1,03978	1,54931	0,73695	38,5975
13	463,23	212,152	356,918	1,04305	1,54893	0,73882	37,4991
14	477,14	213,099	357,325	1,04632	1,54856	0,74071	36,4382
15	491,37	214,048	357,730	1,04958	1,54819	0,74262	35,4133
16	505,91	214,998	358,134	1,05284	1,54783	0,74455	34,4230
17	520,76	215,951	358,535	1,05609	1,54748	0,74649	33,4658
18	535,94	216,906	358,935	1,05933	1,54713	0,74846	32,5405
19	551,45	217,863	359,333	1,06258	1,54679	0,75045	31,6457
20	567,29	218,821	359,729	1,06581	1,54645	0,75246	30,7802
21	583,47	219,783	360,122	1,06904	1,54612	0,75449	29,9429
22	599,98	220,746	360,514	1,07227	1,54579	0,75655	29,1327
23	616,84	221,712	360,904	1,07549	1,54547	0,75863	28,3485
24	634,05	222,680	361,291	1,07871	1,54515	0,76073	27,5894
25	651,62	223,650	361,676	1,08193	1,54484	0,76286	26,8542
26	669,54	224,623	362,059	1,08514	1,54453	0,76501	26,1422
27	687,82	225,598	362,439	1,08835	1,54423	0,76718	25,4524
28	706,47	226,576	362,817	1,09155	1,54393	0,76938	24,7840



# LAMPIRAN 7 (lanjutan)

Tabel A-5 (lanjutan)

$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{kPa}$	Entalpi, $\text{kJ/kg}$		Entropi, $\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$		Volume spesifik, $\text{L/kg}$	
		$h_f$	$h_g$	$s_f$	$s_g$	$v_f$	$v_g$
29	725,50	227,557	363,193	1,09475	1,54363	0,77161	24,1362
30	744,90	228,540	363,566	1,09795	1,54334	0,77386	23,5082
31	764,68	229,526	363,937	1,10115	1,54305	0,77614	22,8993
32	784,85	230,515	364,305	1,10434	1,54276	0,77845	22,3088
33	805,41	231,506	364,670	1,10753	1,54247	0,78079	21,7359
34	826,36	232,501	365,033	1,11072	1,54219	0,78316	21,1802
35	847,72	233,498	365,392	1,11391	1,54191	0,78556	20,6408
36	869,48	234,499	365,749	1,11710	1,54163	0,78799	20,1173
37	891,64	235,503	366,103	1,12028	1,54135	0,79045	19,6091
38	914,23	236,510	366,454	1,12347	1,54107	0,79294	19,1156
39	937,23	237,521	366,802	1,12665	1,54079	0,79546	18,6362
40	960,65	238,535	367,146	1,12984	1,54051	0,79802	18,1706
41	984,51	239,552	367,487	1,13302	1,54024	0,80062	17,7182
42	1008,8	240,574	367,825	1,13620	1,53996	0,80325	17,2785
43	1033,5	241,598	368,160	1,13938	1,53968	0,80592	16,8511
44	1058,7	242,627	368,491	1,14257	1,53941	0,80863	16,4356
45	1084,3	243,659	368,818	1,14575	1,53913	0,81137	16,0316
46	1110,4	244,696	369,141	1,14894	1,53885	0,81416	15,6386
47	1136,9	245,736	369,461	1,15213	1,53856	0,81698	15,2563
48	1163,9	246,781	369,777	1,15532	1,53828	0,81985	14,8844
49	1191,4	247,830	370,088	1,15851	1,53799	0,82277	14,5224
50	1219,3	248,884	370,396	1,16170	1,53770	0,82573	14,1701
52	1276,6	251,004	370,997	1,16810	1,53712	0,83179	13,4931
54	1335,9	253,144	371,581	1,17451	1,53651	0,83804	12,8509
56	1397,2	255,304	372,145	1,18093	1,53589	0,84451	12,2412
58	1460,5	257,486	372,688	1,18738	1,53524	0,85121	11,6620
60	1525,9	259,690	373,210	1,19384	1,53457	0,85814	11,1113
62	1593,5	261,918	373,707	1,20034	1,53387	0,86534	10,5872
64	1663,2	264,172	374,180	1,20686	1,53313	0,87282	10,0881
66	1735,1	266,452	374,625	1,21342	1,53235	0,88059	9,61234
68	1809,3	268,762	375,042	1,22001	1,53153	0,88870	9,15844
70	1885,8	271,102	375,427	1,22665	1,53066	0,89716	8,72502
75	2087,5	277,100	376,234	1,24347	1,52821	0,92009	7,72258
80	2304,6	283,341	376,777	1,26069	1,52526	0,94612	6,82143
85	2538,0	289,879	376,985	1,27845	1,52164	0,97621	6,00494
90	2788,5	296,788	376,748	1,29691	1,51708	1,01190	5,25759
95	3056,9	304,181	375,887	1,31637	1,51113	1,05581	4,56341
100	3344,1	312,261	374,070	1,33732	1,50296	1,11311	3,90280





# THERMOPHYSICAL PROPERTIES OF REFRIGERANT R-134a (1,1,1,2 - Tetrafluoroethane)

## 1. NOTATION AND UNITS

$c_p$	specific heat capacity at constant pressure	$\text{kJ/kg K}$
$c_{\text{sat}}$	specific heat capacity at saturation (defined in Appendix B)	$\text{kJ/kg K}$
$c_v$	specific heat capacity at constant volume	$\text{kJ/kg K}$
$c_\sigma$	differential of saturated enthalpy curve (see Appendix B)	$\text{kJ/kg K}$
$h$	specific enthalpy	$\text{kJ/kg}$
$\Delta h$	specific enthalpy of vaporisation	$\text{kJ/kg}$
$M$	molecular weight (relative molecular mass)	
$p$	vapour pressure	$\text{kPa}$
$T$	kelvin temperature	$\text{K}$
$t$	Celsius temperature, $(T - 273.15)$	$^\circ\text{C}$
$u$	specific internal energy	$\text{kJ/kg}$
$v$	specific volume, $v = 1/\rho$	$\text{m}^3/\text{kg}$
$\eta$	dynamic viscosity	$\text{N s/m}^2$
$\lambda$	thermal conductivity	$\text{mW/m K}$
$\rho$	density	$\text{kg/m}^3$
$\sigma$	surface tension	$\text{N/m}$
$\omega$	acentric factor	-

## Superscript

$o$	denotes ideal gas or gas at low pressure
-----	--

## Subscripts

$b$	value at normal boiling point
$c$	value at critical point
$g$	value for saturated vapour
$l$	value for saturated liquid
$m$	value at normal melting point
$p$	value at constant pressure
$r$	reduced quantity, e.g. $T_r = T/T_c$
$\text{sat}$	value at saturation
$v$	value at constant volume

## 93003

TABLE 2

Thermophysical Properties of REFRIGERANT 134a on the Saturation Line

t	p	$\rho_l$	$\rho_g$	$h_l$	$h_g$	$\Delta h$
deg.C	kPa	kg/m <sup>3</sup>	kg/m <sup>3</sup>	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg
-101.00	0.5400	(1581.2)	(0.03848)	(-349.)	(-91.1)	(258.)
-100	0.6004	(1578.6)	(0.04255)	(-348.)	(-90.5)	(257.)
-95	0.9992	(1565.5)	(0.06892)	(-342.)	(-87.4)	(255.)
-90	1.609	(1552.3)	(0.1081)	(-336.)	(-84.3)	(252.)
-85	2.516	(1539.1)	(0.1646)	(-331.)	(-81.2)	(250.)
-80	3.826	(1525.8)	(0.2440)	(-325.)	(-78.0)	(247.)
-75	5.676	1512.4	(0.3532)	(-319.)	(-74.9)	(244.)
-70	8.229	1498.8	(0.5001)	(-313.)	(-71.7)	(242.)
-65	11.68	1485.2	(0.6939)	(-307.)	(-68.5)	(239.)
-60	16.26	1471.4	(0.9455)	(-302.)	(-65.3)	(236.)
-55	22.24	1457.6	(1.267)	(-296.)	(-62.1)	(233.)
-50	29.92	1443.5	1.671	(-289.)	(-58.9)	(231.)
-45	39.63	1429.3	2.174	(-283.)	(-55.7)	228.
-40	51.76	1415.0	2.791	(-277.)	(-52.4)	225.
-35	66.73	1400.5	3.541	(-271.)	(-49.2)	222.
-30	84.99	1385.8	4.443	(-265.)	(-45.9)	219.
-26.21	101.325	1374.5	5.242	(-260.)	(-43.5)	216.
-25	107.0	1370.8	5.519	(-258.)	(-42.7)	216.
-20	133.3	1355.7	6.792	(-252.)	(-39.4)	212.
-15	164.5	1340.3	8.286	(-245.)	(-36.1)	209.
-10	201.1	1324.6	10.03	(-238.)	(-32.9)	206.
-5	243.8	1308.6	12.05	(-232.)	(-29.6)	202.
0	293.2	1292.3	14.39	(-225.)	(-26.3)	198.
5	350.0	1275.7	17.07	(-218.)	(-23.1)	195.
10	414.8	1258.6	20.14	(-211.)	(-19.9)	191.
15	488.5	1241.2	23.63	(-204.)	(-16.6)	187.
20	571.7	1223.2	27.61	(-196.)	(-13.4)	183.
25	665.3	1204.7	32.13	(-189.)	(-10.3)	178.
30	770.0	1185.6	37.26	(-181.)	(-7.13)	174.
35	886.7	1165.8	43.07	(-173.)	(-4.02)	169.
40	1016.	1145.3	49.55	(-165.)	(-0.97)	164.
45	1159.	1123.9	57.12	(-157.)	(2.02)	159.
50	1317.	1101.4	65.63	(-148.)	(4.94)	153.
55	1491.	1077.7	75.34	(-139.)	(7.78)	147.
60	1681.	1052.6	86.49	(-130.)	(10.5)	141.
65	1889.	1025.7	99.38	(-121.)	(13.1)	134.
70	2116.	996.7	114.5	(-111.)	(15.6)	126.
75	2364.	964.9	132.3	(-99.7)	(17.8)	118.
80	2633.	929.3	154.0	(-88.0)	(19.8)	108.
85	2925.	888.4	181.1	(-75.0)	(21.4)	96.5
90	3243.	839.0	216.9	(-60.0)	(22.6)	82.6
95	3590.	773.5	269.4	(-40.9)	(23.3)	64.1
100	3968.	651.9	379.7			
101.10	4057	510.0	510.0	(36)	(36)	0



TABLE 2 continued

Thermophysical Properties of REFRIGERANT 134a on the Saturation Line continued

t	c <sub>pl</sub>	c <sub>pg</sub>	η <sub>l</sub>	η <sub>g</sub>	λ <sub>l</sub>	λ <sub>g</sub>	σ
deg.C	kJ/kg K	kJ/kg K	N s/m <sup>2</sup>	N s/m <sup>2</sup>	mW/m K	mW/m K	N/m
-101.00	(1.123)	(0.6026)	(6.9520E-3)	(7.2E-6)	(139.6)	( 3.2)	(28.1E-3)
-100	(1.125)	(0.6042)	(6.8803E-3)	(7.2E-6)	(139.1)	( 3.3)	(27.9E-3)
-95	(1.133)	(0.6124)	(6.5358E-3)	(7.5E-6)	(136.6)	( 3.5)	(27.1E-3)
-90	(1.142)	(0.6210)	(6.2130E-3)	(7.7E-6)	(134.0)	( 3.8)	(26.2E-3)
-85	(1.150)	(0.6300)	(5.9100E-3)	(7.9E-6)	(131.5)	( 4.0)	(25.3E-3)
-80	(1.159)	(0.6394)	(5.6252E-3)	(8.1E-6)	(129.0)	( 4.3)	(24.5E-3)
-75	(1.168)	(0.6493)	(5.3570E-3)	(8.3E-6)	(126.6)	( 4.6)	(23.6E-3)
-70	(1.177)	(0.6596)	(5.1041E-3)	(8.5E-6)	(124.1)	( 4.9)	(22.8E-3)
-65	(1.186)	(0.6705)	(4.8652E-3)	(8.7E-6)	(121.7)	( 5.3)	(22.0E-3)
-60	(1.196)	(0.6818)	(4.6393E-3)	(8.9E-6)	(119.3)	( 5.6)	(21.1E-3)
-55	(1.205)	(0.6936)	(4.4252E-3)	(9.1E-6)	(116.9)	( 6.0)	(20.3E-3)
-50	(1.215)	(0.7059)	(4.2220E-3)	(9.3E-6)	(114.6)	( 6.4)	(19.5E-3)
-45	(1.226)	(0.7189)	(4.0291E-3)	(9.5E-6)	(112.2)	( 6.8)	(18.7E-3)
-40	(1.237)	(0.7324)	(3.8454E-3)	(9.7E-6)	(109.9)	( 7.2)	(17.9E-3)
-35	(1.248)	(0.7465)	(3.6705E-3)	(9.9E-6)	(107.7)	( 7.6)	(17.1E-3)
-30	(1.260)	(0.7613)	(3.5036E-3)	(10.1E-6)	(105.4)	( 8.1)	(16.3E-3)
-26.21	(1.270)	(0.7730)	(3.3821E-3)	(10.3E-6)	103.8	( 8.4)	(15.7E-3)
-25	(1.273)	(0.7768)	(3.3442E-3)	(10.4E-6)	103.2	( 8.5)	(15.5E-3)
-20	(1.286)	(0.7930)	(3.1917E-3)	(10.6E-6)	101.1	( 9.0)	14.8E-3
-15	(1.300)	(0.8100)	(3.0456E-3)	(10.8E-6)	98.9	( 9.5)	14.0E-3
-10	(1.314)	(0.8279)	(2.9054E-3)	(11.0E-6)	96.8	(10.0)	13.2E-3
-5	(1.330)	(0.8466)	(2.7708E-3)	(11.2E-6)	94.8	(10.5)	12.5E-3
0	1.346	(0.8664)	2.6413E-3	(11.5E-6)	92.7	(11.0)	11.8E-3
5	1.363	(0.8873)	2.5166E-3	(11.7E-6)	90.7	(11.5)	11.0E-3
10	1.382	(0.9093)	2.3962E-3	(11.9E-6)	88.8	(12.0)	10.3E-3
15	1.401	(0.9327)	2.2799E-3	(12.2E-6)	86.9	(12.6)	9.6E-3
20	1.422	(0.9577)	2.1674E-3	(12.5E-6)	85.0	(13.1)	8.9E-3
25	1.445	(0.9844)	2.0583E-3	(12.7E-6)	83.2	(13.6)	8.2E-3
30	1.469	(1.013)	1.9523E-3	(13.0E-6)	81.4	(14.1)	7.6E-3
35	1.495	(1.045)	1.8491E-3	(13.3E-6)	79.7	(14.6)	6.9E-3
40	1.524	(1.079)	1.7485E-3	(13.6E-6)	78.1	(15.1)	6.2E-3
45	1.556	(1.118)	1.6500E-3	(13.9E-6)	76.5	(15.6)	5.6E-3
50	1.591	(1.161)	1.5534E-3	(14.2E-6)	74.9	(16.1)	5.0E-3
55	1.630	(1.212)	1.4583E-3	(14.6E-6)	73.5	(16.6)	4.4E-3
60	1.675	(1.272)	1.3643E-3	(15.0E-6)	72.0	(17.1)	3.8E-3
65	1.727	(1.347)	1.2708E-3	(15.4E-6)	70.7	(17.7)	3.2E-3
70	1.791	(1.444)	1.1773E-3	(15.8E-6)	69.4	(18.4)	2.7E-3
75	1.872	(1.580)					2.1E-3
80	1.981	(1.784)					1.6E-3
85	2.143	(2.132)					1.2E-3
90	2.431	(2.846)					0.7E-3
95	3.147	(4.919)					0.3E-3
100							0.0E-3
101.10	inf.	inf.	-	-	-	-	0



93003

TABLE 4

Ideal Gas Properties of REFRIGERANT 134a

t	$c_{pg}^{\circ}$	$h_g^{\circ}$	$\eta_g^{\circ}$	$\lambda_g^{\circ}$
deg.C	kJ/kg K	kJ/kg	N s/m <sup>2</sup>	mW/m K
-101.00	(0.5943)	(-91.2)	(7.161E-6)	(2.882)
-100	(0.5964)	(-90.6)	(7.204E-6)	(2.953)
-80	0.6381	(-78.3)	(8.060E-6)	(4.410)
-60	0.6800	(-65.1)	(8.907E-6)	(5.918)
-40	0.7214	(-51.1)	(9.744E-6)	(7.471)
-20	0.7618	(-36.3)	(10.57E-6)	(9.064)
0	0.8011	(-20.6)	(11.39E-6)	(10.69)
20	0.8391	(-4.22)	(12.20E-6)	12.34
25	0.8484	(0)	(12.40E-6)	12.76
40	0.8757	(12.9)	13.00E-6	14.02
60	0.9110	(30.8)	13.79E-6	15.72
80	0.9449	(49.4)	14.57E-6	17.43
100	0.9774	(68.6)	15.34E-6	(19.15)
120	1.009	(88.5)	16.10E-6	(20.88)
140	1.038	(109.)	16.86E-6	(22.62)
160	1.067	(130.)	(17.60E-6)	(24.35)
180	1.094	(152.)	(18.33E-6)	(26.08)
200	1.121	(174.)	(19.06E-6)	(27.80)
220	1.146	(196.)	(19.78E-6)	(29.52)
240	1.169	(220.)	(20.48E-6)	(31.23)
260	1.192	(243.)	(21.18E-6)	(32.92)
280	1.214	(267.)	(21.87E-6)	(34.61)
300	1.235	(292.)	(22.55E-6)	(36.28)
320	1.254	(317.)	(23.22E-6)	(37.94)
340	1.273	(342.)	(23.89E-6)	(39.58)
360	1.291	(368.)	(24.54E-6)	(41.21)
380	1.308	(394.)	(25.19E-6)	(42.82)
400	1.324	(420.)	(25.82E-6)	(44.42)
420	1.340	(447.)	(26.45E-6)	(46.01)
440	1.354	(473.)	(27.07E-6)	(47.58)
460	1.368	(501.)	(27.68E-6)	(49.14)
480	1.381	(528.)	(28.28E-6)	(50.70)
500	1.393	(556.)	(28.87E-6)	(52.25)
520	1.405	(584.)	(29.46E-6)	(53.79)
540	1.416	(612.)	(30.04E-6)	(55.33)
560	1.426	(641.)	(30.60E-6)	(56.88)
580	1.436	(669.)	(31.16E-6)	(58.42)
600	1.445	(698.)	(31.72E-6)	(59.98)
620	1.453	(727.)	(32.26E-6)	(61.55)
640	1.461	(756.)	(32.79E-6)	(63.13)
660	1.468	(785.)	(33.32E-6)	(64.73)
680	1.474	(815.)	(33.84E-6)	(66.36)
700	1.480	(844.)	(34.35E-6)	(68.02)
720	1.486	(874.)	(34.85E-6)	(69.71)

*H-FKW 134a*  
*Dampf- und Sättigungstafel für das Naßdampfgebiet*

Temperatur <i>t</i> °C	Druck <i>p</i> bar	Spezifisches Volumen		Dichte		Enthalpie		Verdamp- fungs- wärme <i>r</i> kJ/kg	Entropie	
		der Flüssigkeit <i>v'</i> l/kg	des Dampfes <i>v''</i> l/kg	der Flüssigkeit <i>ρ'</i> kg/l	des Dampfes <i>ρ''</i> kg/m³	der Flüssigkeit <i>h'</i> kJ/kg	des Dampfes <i>h''</i> kJ/kg		der Flüssigkeit <i>s'</i> kJ/kg · K	des Dampfes <i>s''</i> kJ/kg · K
-60	0.163	0.679	1052.08	1.472	0.950	126.54	359.84	233.30	0.6984	1.7930
-59	0.174	0.680	991.41	1.470	1.009	127.64	360.49	232.85	0.7035	1.7909
-58	0.185	0.682	934.82	1.467	1.070	128.74	361.13	232.39	0.7087	1.7888
-57	0.197	0.683	882.01	1.464	1.134	129.85	361.78	231.93	0.7138	1.7868
-56	0.209	0.684	832.70	1.461	1.201	130.96	362.43	231.47	0.7189	1.7849
-55	0.223	0.686	786.61	1.459	1.271	132.08	363.08	231.00	0.7241	1.7830
-54	0.236	0.687	743.51	1.456	1.345	133.20	363.72	230.53	0.7292	1.7811
-53	0.251	0.688	703.19	1.453	1.422	134.32	364.37	230.05	0.7343	1.7793
-52	0.266	0.689	665.43	1.451	1.503	135.45	365.02	229.57	0.7394	1.7775
-51	0.282	0.691	630.05	1.448	1.587	136.58	365.67	229.09	0.7445	1.7757
-50	0.299	0.692	596.88	1.445	1.675	137.72	366.32	228.60	0.7496	1.7740
-49	0.316	0.693	565.77	1.442	1.767	138.86	366.96	228.10	0.7547	1.7723
-48	0.335	0.695	536.57	1.440	1.864	140.01	367.61	227.60	0.7598	1.7707
-47	0.354	0.696	509.15	1.437	1.964	141.16	368.26	227.10	0.7649	1.7691
-46	0.374	0.697	483.37	1.434	2.069	142.32	368.91	226.59	0.7700	1.7675
-45	0.396	0.699	459.14	1.431	2.178	143.48	369.55	226.08	0.7751	1.7660
-44	0.418	0.700	436.34	1.428	2.292	144.64	370.20	225.56	0.7802	1.7645
-43	0.441	0.701	414.88	1.426	2.410	145.81	370.84	225.03	0.7853	1.7630
-42	0.465	0.703	394.67	1.423	2.534	146.98	371.49	224.51	0.7903	1.7616
-41	0.490	0.704	375.62	1.420	2.662	148.16	372.13	223.97	0.7954	1.7602
-40	0.516	0.706	357.66	1.417	2.796	149.34	372.78	223.44	0.8005	1.7588
-39	0.544	0.707	340.72	1.414	2.935	150.53	373.42	222.89	0.8056	1.7575
-38	0.572	0.708	324.73	1.412	3.079	151.72	374.07	222.35	0.8106	1.7562
-37	0.602	0.710	309.63	1.409	3.230	152.91	374.71	221.79	0.8157	1.7549
-36	0.633	0.711	295.36	1.406	3.386	154.11	375.35	221.24	0.8208	1.7536
-35	0.666	0.713	281.87	1.403	3.548	155.32	375.99	220.67	0.8258	1.7524
-34	0.699	0.714	269.12	1.400	3.716	156.53	376.63	220.10	0.8309	1.7512
-33	0.734	0.716	257.05	1.397	3.890	157.74	377.27	219.53	0.8359	1.7501
-32	0.770	0.717	245.62	1.394	4.071	158.96	377.91	218.95	0.8410	1.7489
-31	0.808	0.719	234.80	1.391	4.259	160.18	378.54	218.37	0.8460	1.7478
-30	0.848	0.720	224.55	1.388	4.453	161.40	379.18	217.78	0.8510	1.7467
-29	0.888	0.722	214.83	1.385	4.655	162.63	379.82	217.18	0.8561	1.7456
-28	0.931	0.723	205.61	1.383	4.864	163.87	380.45	216.58	0.8611	1.7446
-27	0.975	0.725	196.86	1.380	5.080	165.10	381.08	215.98	0.8661	1.7436
-26	1.020	0.726	188.56	1.377	5.303	166.35	381.71	215.37	0.8712	1.7426
-25	1.067	0.728	180.67	1.374	5.535	167.59	382.34	214.75	0.8762	1.7416
-24	1.116	0.730	173.18	1.371	5.774	168.84	382.97	214.13	0.8812	1.7406
-23	1.167	0.731	166.06	1.368	6.022	170.10	383.60	213.50	0.8862	1.7397
-22	1.220	0.733	159.28	1.365	6.278	171.36	384.23	212.87	0.8912	1.7388
-21	1.274	0.734	152.84	1.362	6.543	172.62	384.85	212.23	0.8962	1.7379
-20	1.330	0.736	146.71	1.359	6.816	173.88	385.48	211.59	0.9012	1.7370
-19	1.389	0.738	140.87	1.356	7.099	175.16	386.10	210.94	0.9062	1.7362
-18	1.449	0.739	135.31	1.353	7.390	176.43	386.72	210.29	0.9112	1.7354
-17	1.511	0.741	130.01	1.349	7.692	177.71	387.34	209.63	0.9162	1.7345
-16	1.575	0.743	124.96	1.346	8.002	178.99	387.95	208.96	0.9211	1.7337



*H-FKW 134a*  
*Dampftafel für das Naßdampfgebiet*

Temperatur <i>t</i> °C	Druck <i>p</i> bar	Spezifisches Volumen		Dichte		Enthalpie		Verdamp- fungs- wärme <i>r</i> kJ/kg	Entropie	
		der Flüssigkeit <i>v'</i> l/kg	des Dampfes <i>v''</i> l/kg	der Flüssigkeit <i>ρ'</i> kg/l	des Dampfes <i>ρ''</i> kg/m <sup>3</sup>	der Flüssigkeit <i>h'</i> kJ/kg	des Dampfes <i>h''</i> kJ/kg		der Flüssigkeit <i>s'</i> kJ/kg · K	des Dampfes <i>s''</i> kJ/kg · K
-15	1.642	0.744	120.15	1.343	8.323	180.28	388.57	208.29	0.9261	1.7330
-14	1.711	0.746	115.55	1.340	8.654	181.57	389.18	207.62	0.9311	1.7322
-13	1.781	0.748	111.17	1.337	8.995	182.86	389.79	206.93	0.9360	1.7315
-12	1.855	0.750	106.99	1.334	9.347	184.16	390.40	206.25	0.9410	1.7308
-11	1.930	0.751	102.99	1.331	9.710	185.46	391.01	205.55	0.9459	1.7301
-10	2.008	0.753	99.17	1.328	10.084	186.76	391.62	204.85	0.9509	1.7294
-9	2.088	0.755	95.52	1.325	10.469	188.07	392.22	204.15	0.9558	1.7287
-8	2.171	0.757	92.03	1.321	10.866	189.38	392.82	203.44	0.9608	1.7280
-7	2.256	0.759	88.70	1.318	11.274	190.70	393.42	202.73	0.9657	1.7274
-6	2.344	0.760	85.51	1.315	11.695	192.02	394.02	202.00	0.9706	1.7268
-5	2.435	0.762	82.45	1.312	12.128	193.34	394.62	201.28	0.9755	1.7261
-4	2.528	0.764	79.53	1.309	12.574	194.66	395.21	200.55	0.9804	1.7255
-3	2.624	0.766	76.73	1.305	13.033	195.99	395.80	199.81	0.9853	1.7250
-2	2.723	0.768	74.04	1.302	13.505	197.33	396.39	199.06	0.9902	1.7244
-1	2.825	0.770	71.47	1.299	13.991	198.66	396.98	198.31	0.9951	1.7238
0	2.929	0.772	69.01	1.295	14.491	200.00	397.56	197.56	1.0000	1.7233
1	3.037	0.774	66.65	1.292	15.005	201.34	398.14	196.80	1.0049	1.7227
2	3.147	0.776	64.38	1.289	15.533	202.69	398.72	196.03	1.0097	1.7222
3	3.261	0.778	62.21	1.285	16.076	204.04	399.30	195.26	1.0146	1.7217
4	3.377	0.780	60.12	1.282	16.634	205.39	399.87	194.48	1.0195	1.7212
5	3.497	0.782	58.11	1.279	17.207	206.74	400.44	193.70	1.0243	1.7207
6	3.620	0.784	56.19	1.275	17.797	208.10	401.01	192.91	1.0291	1.7202
7	3.747	0.786	54.34	1.272	18.402	209.46	401.58	192.11	1.0340	1.7197
8	3.876	0.788	52.56	1.269	19.024	210.83	402.14	191.31	1.0388	1.7193
9	4.010	0.790	50.86	1.265	19.663	212.20	402.70	190.51	1.0436	1.7188
10	4.146	0.793	49.22	1.262	20.319	213.57	403.26	189.69	1.0484	1.7184
11	4.286	0.795	47.64	1.258	20.992	214.94	403.81	188.87	1.0532	1.7179
12	4.430	0.797	46.12	1.255	21.684	216.32	404.36	188.05	1.0580	1.7175
13	4.577	0.799	44.66	1.251	22.394	217.70	404.91	187.22	1.0628	1.7171
14	4.728	0.802	43.25	1.248	23.122	219.08	405.46	186.38	1.0676	1.7167
15	4.883	0.804	41.89	1.244	23.870	220.46	406.00	185.54	1.0724	1.7163
16	5.042	0.806	40.59	1.241	24.637	221.85	406.54	184.69	1.0771	1.7159
17	5.204	0.808	39.33	1.237	25.425	223.24	407.08	183.83	1.0819	1.7155
18	5.371	0.811	38.12	1.233	26.233	224.64	407.61	182.97	1.0867	1.7151
19	5.541	0.813	36.95	1.230	27.061	226.04	408.14	182.10	1.0914	1.7147
20	5.716	0.816	35.83	1.226	27.912	227.44	408.66	181.23	1.0961	1.7143
21	5.894	0.818	34.74	1.222	28.784	228.84	409.19	180.35	1.1009	1.7140
22	6.077	0.821	33.69	1.219	29.678	230.25	409.70	179.46	1.1056	1.7136
23	6.264	0.823	32.68	1.215	30.596	231.65	410.22	178.56	1.1103	1.7132
24	6.456	0.826	31.71	1.211	31.536	233.07	410.73	177.66	1.1150	1.7129
25	6.651	0.828	30.77	1.207	32.501	234.48	411.24	176.76	1.1197	1.7125
26	6.852	0.831	29.86	1.204	33.490	235.90	411.74	175.84	1.1244	1.7122
27	7.056	0.833	28.98	1.200	34.505	237.32	412.24	174.92	1.1291	1.7119
28	7.266	0.836	28.13	1.196	35.545	238.75	412.74	173.99	1.1338	1.7115
29	7.480	0.839	27.31	1.192	36.611	240.17	413.23	173.05	1.1384	1.7112



# LAMPIRAN 9 (lanjutan)

## H-FKW 134a Dampftafel für das Naßdampfgebiet

Tempe- ratur  t °C	Druck  p bar	Spezifisches Volumen		Dichte		Enthalpie		Verdamp- lungs- wärme r kJ/kg	Entropie	
		der Flüssigkeit v' l/kg	des Dampfes v'' l/kg	der Flüssigkeit ρ' kg/l	des Dampfes ρ'' kg/m³	der Flüssigkeit h' kJ/kg	des Dampfes h'' kJ/kg		der Flüssigkeit s' kJ/kg · K	des Dampfes s'' kJ/kg · K
30	7.698	0.842	26.52	1.188	37.704	241.61	413.71	172.11	1.1431	1.7108
31	7.922	0.844	25.76	1.184	38.825	243.04	414.20	171.16	1.1478	1.7105
32	8.150	0.847	25.02	1.180	39.974	244.48	414.68	170.20	1.1524	1.7102
33	8.384	0.850	24.30	1.176	41.152	245.92	415.15	169.23	1.1571	1.7098
34	8.622	0.853	23.61	1.172	42.360	247.36	415.62	168.26	1.1617	1.7095
35	8.865	0.856	22.94	1.168	43.598	248.81	416.08	167.27	1.1664	1.7092
36	9.113	0.859	22.29	1.164	44.867	250.26	416.54	166.28	1.1710	1.7089
37	9.367	0.862	21.66	1.160	46.169	251.72	417.00	165.28	1.1756	1.7085
38	9.626	0.865	21.05	1.156	47.503	253.18	417.45	164.27	1.1802	1.7082
39	9.890	0.868	20.46	1.152	48.871	254.64	417.89	163.25	1.1849	1.7079
40	10.160	0.871	19.89	1.147	50.273	256.11	418.33	162.23	1.1895	1.7075
41	10.435	0.875	19.34	1.143	51.711	257.58	418.77	161.19	1.1941	1.7072
42	10.716	0.878	18.80	1.139	53.186	259.05	419.20	160.14	1.1987	1.7069
43	11.002	0.881	18.28	1.135	54.698	260.53	419.62	159.09	1.2033	1.7065
44	11.294	0.885	17.78	1.130	56.249	262.02	420.04	158.02	1.2079	1.7062
45	11.592	0.888	17.29	1.126	57.839	263.50	420.45	156.94	1.2125	1.7058
46	11.896	0.892	16.82	1.121	59.471	265.00	420.85	155.86	1.2171	1.7055
47	12.205	0.895	16.35	1.117	61.144	266.50	421.25	154.76	1.2217	1.7051
48	12.521	0.899	15.91	1.112	62.861	268.00	421.64	153.65	1.2263	1.7047
49	12.843	0.903	15.47	1.108	64.622	269.51	422.03	152.52	1.2309	1.7044
50	13.171	0.907	15.05	1.103	66.430	271.02	422.41	151.39	1.2355	1.7040
51	13.505	0.910	14.64	1.098	68.285	272.54	422.78	150.24	1.2401	1.7036
52	13.846	0.914	14.25	1.094	70.189	274.07	423.15	149.08	1.2447	1.7032
53	14.193	0.918	13.86	1.089	72.144	275.60	423.50	147.90	1.2493	1.7028
54	14.547	0.922	13.49	1.084	74.151	277.14	423.85	146.71	1.2539	1.7024
55	14.907	0.927	13.12	1.079	76.212	278.69	424.19	145.51	1.2586	1.7020
56	15.274	0.931	12.77	1.074	78.329	280.24	424.52	144.29	1.2632	1.7015
57	15.648	0.935	12.42	1.069	80.505	281.80	424.85	143.05	1.2678	1.7011
58	16.028	0.940	12.09	1.064	82.741	283.37	425.16	141.80	1.2724	1.7006
59	16.416	0.944	11.76	1.059	85.039	284.94	425.47	140.53	1.2771	1.7002
60	16.811	0.949	11.44	1.054	87.401	286.53	425.76	139.24	1.2817	1.6997
61	17.213	0.954	11.13	1.049	89.831	288.12	426.05	137.93	1.2864	1.6992
62	17.622	0.959	10.83	1.043	92.332	289.72	426.33	136.60	1.2911	1.6987
63	18.038	0.964	10.54	1.038	94.905	291.34	426.59	135.25	1.2958	1.6981
64	18.463	0.969	10.25	1.032	97.554	292.96	426.84	133.88	1.3005	1.6976
65	18.894	0.974	9.97	1.027	100.282	294.59	427.09	132.49	1.3052	1.6970
66	19.333	0.980	9.70	1.021	103.092	296.24	427.31	131.07	1.3099	1.6964
67	19.781	0.985	9.43	1.015	105.990	297.90	427.53	129.63	1.3147	1.6958
68	20.236	0.991	9.18	1.009	108.977	299.57	427.73	128.17	1.3194	1.6951
69	20.699	0.997	8.92	1.003	112.060	301.25	427.92	126.67	1.3242	1.6944
70	21.170	1.003	8.68	0.997	115.242	302.95	428.10	125.15	1.3290	1.6937
71	21.649	1.009	8.44	0.991	118.529	304.66	428.25	123.59	1.3339	1.6930
72	22.137	1.016	8.20	0.985	121.926	306.39	428.40	122.00	1.3388	1.6922
73	22.633	1.022	7.97	0.978	125.439	308.14	428.52	120.38	1.3437	1.6914
74	23.137	1.029	7.75	0.972	129.075	309.90	428.63	118.72	1.3486	1.6906

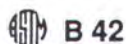


# LAMPIRAN 9 (lanjutan)

## H-FKW 134a

### Dampftafel für das Naßdampfgebiet

Temperatur  t °C	Druck  p bar	Spezifisches Volumen		Dichte		Enthalpie		Verdamp- lungs- wärme r kJ/kg	Entropie	
		der Flüssigkeit v' l/kg	des Dampfes v'' l/kg	der Flüssigkeit ρ' kg/l	des Dampfes ρ'' kg/m³	der Flüssigkeit h' kJ/kg	des Dampfes h'' kJ/kg		der Flüssigkeit s' kJ/kg · K	des Dampfes s'' kJ/kg · K
75	23.651	1.036	7.53	0.965	132.840	311.68	428.71	117.03	1.3536	1.6897
76	24.173	1.044	7.31	0.958	136.744	313.49	428.78	115.29	1.3586	1.6888
77	24.704	1.051	7.10	0.951	140.795	315.31	428.82	113.51	1.3637	1.6878
78	25.245	1.059	6.90	0.944	145.001	317.16	428.84	111.68	1.3688	1.6868
79	25.794	1.068	6.69	0.937	149.375	319.03	428.84	109.80	1.3739	1.6857
80	26.353	1.076	6.50	0.929	153.927	320.93	428.81	107.87	1.3791	1.6846
81	26.921	1.086	6.30	0.921	158.672	322.86	428.75	105.88	1.3844	1.6834
82	27.499	1.095	6.11	0.913	163.625	324.82	428.66	103.83	1.3898	1.6821
83	28.087	1.105	5.92	0.905	168.803	326.81	428.53	101.72	1.3952	1.6808
84	28.685	1.116	5.74	0.896	174.225	328.84	428.37	99.53	1.4007	1.6794
85	29.292	1.127	5.56	0.887	179.915	330.91	428.17	97.26	1.4063	1.6778
86	29.910	1.139	5.38	0.878	185.900	333.03	427.93	94.90	1.4120	1.6762
87	30.539	1.151	5.20	0.869	192.209	335.19	427.63	92.44	1.4178	1.6745
88	31.177	1.165	5.03	0.859	198.881	337.40	427.29	89.88	1.4237	1.6726
89	31.827	1.179	4.86	0.848	205.959	339.68	426.88	87.20	1.4298	1.6706
90	32.487	1.194	4.68	0.837	213.499	342.02	426.40	84.38	1.4361	1.6684
91	33.159	1.211	4.51	0.826	221.566	344.44	425.85	81.41	1.4425	1.6661
92	33.841	1.230	4.34	0.813	230.246	346.95	425.21	78.26	1.4492	1.6635
93	34.535	1.250	4.17	0.800	239.649	349.57	424.46	74.89	1.4561	1.6606
94	35.241	1.272	4.00	0.786	249.924	352.31	423.59	71.28	1.4633	1.6574
95	35.958	1.298	3.83	0.771	261.274	355.20	422.55	67.36	1.4709	1.6539
96	36.688	1.327	3.65	0.753	273.999	358.28	421.32	63.04	1.4790	1.6498
97	37.429	1.362	3.47	0.734	288.566	361.62	419.82	58.20	1.4878	1.6450
98	38.183	1.405	3.27	0.712	305.774	365.32	417.95	52.62	1.4975	1.6393
99	38.949	1.461	3.06	0.685	327.219	369.60	415.46	45.87	1.5087	1.6319
100	39.728	1.544	2.80	0.648	357.099	374.97	411.79	36.83	1.5228	1.6215
101	40.520	1.742	2.37	0.574	422.387	384.56	403.26	18.70	1.5481	1.5981
101.15	40.640	1.970	1.97	0.508	507.500	392.27	392.27	0.00	1.5687	1.5687



B 42

**TABLE 3 Standard Dimensions, Weights, and Tolerances**  
 NOTE—All tolerances plus and minus except as otherwise indicated.

Nominal or Standard Pipe Size, in.	Outside Diameter, in. (mm)	Average Outside Diameter Tolerance, <sup>A</sup> in. (mm) All Minus	Wall Thickness, in. (mm)	Tolerance, <sup>B</sup> in. (mm)	Theoretical Weight, lb/ft (kg/m)
Regular					
1/8	0.405 (10.3)	0.004 (0.10)	0.062 (1.57)	0.004 (0.10)	0.259 (0.385)
1/4	0.540 (13.7)	0.004 (0.10)	0.082 (2.08)	0.005 (0.13)	0.457 (0.680)
3/8	0.675 (17.1)	0.005 (0.13)	0.090 (2.29)	0.005 (0.13)	0.641 (0.954)
1/2	0.840 (21.3)	0.005 (0.13)	0.107 (2.72)	0.006 (0.15)	0.955 (1.42)
3/4	1.050 (26.7)	0.006 (0.15)	0.114 (2.90)	0.006 (0.15)	1.30 (1.93)
1	1.315 (33.4)	0.006 (0.15)	0.126 (3.20)	0.007 (0.18)	1.82 (2.71)
1 1/4	1.660 (42.2)	0.006 (0.15)	0.146 (3.71)	0.008 (0.20)	2.69 (4.00)
1 1/2	1.900 (48.3)	0.006 (0.15)	0.150 (3.81)	0.008 (0.20)	3.20 (4.76)
2	2.375 (60.3)	0.008 (0.20)	0.156 (3.96)	0.009 (0.23)	4.22 (6.28)
2 1/2	2.875 (73.0)	0.008 (0.20)	0.187 (4.75)	0.010 (0.25)	6.12 (9.11)
3	3.500 (88.9)	0.010 (0.25)	0.219 (5.56)	0.012 (0.30)	8.76 (13.0)
3 1/2	4.000 (102)	0.010 (0.25)	0.250 (6.35)	0.013 (0.33)	11.4 (17.0)
4	4.500 (114)	0.012 (0.30)	0.250 (6.35)	0.014 (0.36)	12.9 (19.2)
5	5.562 (141)	0.014 (0.36)	0.250 (6.35)	0.014 (0.36)	16.2 (24.1)
6	6.625 (168)	0.016 (0.41)	0.250 (6.35)	0.014 (0.36)	19.4 (28.9)
8	8.625 (219)	0.020 (0.51)	0.312 (7.92)	0.022 (0.56)	31.6 (47.0)
10	10.750 (273)	0.022 (0.56)	0.365 (9.27)	0.030 (0.76)	46.2 (68.7)
12	12.750 (324)	0.024 (0.61)	0.375 (9.52)	0.030 (0.76)	56.5 (84.1)
Extra Strong					
1/8	0.405 (10.3)	0.004 (0.10)	0.100 (2.54)	0.006 (0.15)	0.371 (0.552)
1/4	0.540 (13.7)	0.004 (0.10)	0.123 (3.12)	0.007 (0.18)	0.625 (0.930)
3/8	0.675 (17.1)	0.005 (0.13)	0.127 (3.23)	0.007 (0.18)	0.847 (1.26)
1/2	0.840 (21.3)	0.005 (0.13)	0.149 (3.78)	0.008 (0.20)	1.25 (1.86)
3/4	1.050 (26.7)	0.006 (0.15)	0.157 (3.99)	0.009 (0.23)	1.71 (2.54)
1	1.315 (33.4)	0.006 (0.15)	0.182 (4.62)	0.010 (0.25)	2.51 (3.73)
1 1/4	1.660 (42.2)	0.006 (0.15)	0.194 (4.93)	0.010 (0.25)	3.46 (5.15)
1 1/2	1.900 (48.3)	0.006 (0.15)	0.203 (5.16)	0.011 (0.28)	4.19 (6.23)
2	2.375 (60.3)	0.008 (0.20)	0.221 (5.61)	0.012 (0.30)	5.80 (8.63)
2 1/2	2.875 (73.0)	0.008 (0.20)	0.280 (7.11)	0.015 (0.38)	8.85 (13.2)
3	3.500 (88.9)	0.010 (0.25)	0.304 (7.72)	0.016 (0.41)	11.8 (17.6)
3 1/2	4.000 (102)	0.010 (0.25)	0.321 (8.15)	0.017 (0.43)	14.4 (21.4)
4	4.500 (114)	0.012 (0.30)	0.341 (8.66)	0.018 (0.46)	17.3 (25.7)
5	5.562 (141)	0.014 (0.36)	0.375 (9.52)	0.019 (0.48)	23.7 (35.3)
6	6.625 (168)	0.016 (0.41)	0.437 (11.1)	0.027 (0.69)	32.9 (49.0)
8	8.625 (219)	0.020 (0.51)	0.500 (12.7)	0.035 (0.89)	49.5 (73.7)
10	10.750 (273)	0.022 (0.56)	0.500 (12.7)	0.040 (1.0)	62.4 (92.9)

<sup>A</sup> The average outside diameter of a tube is the average of the maximum and minimum outside diameters as determined at any one cross section of the pipe.

<sup>B</sup> Maximum deviation at any one point.

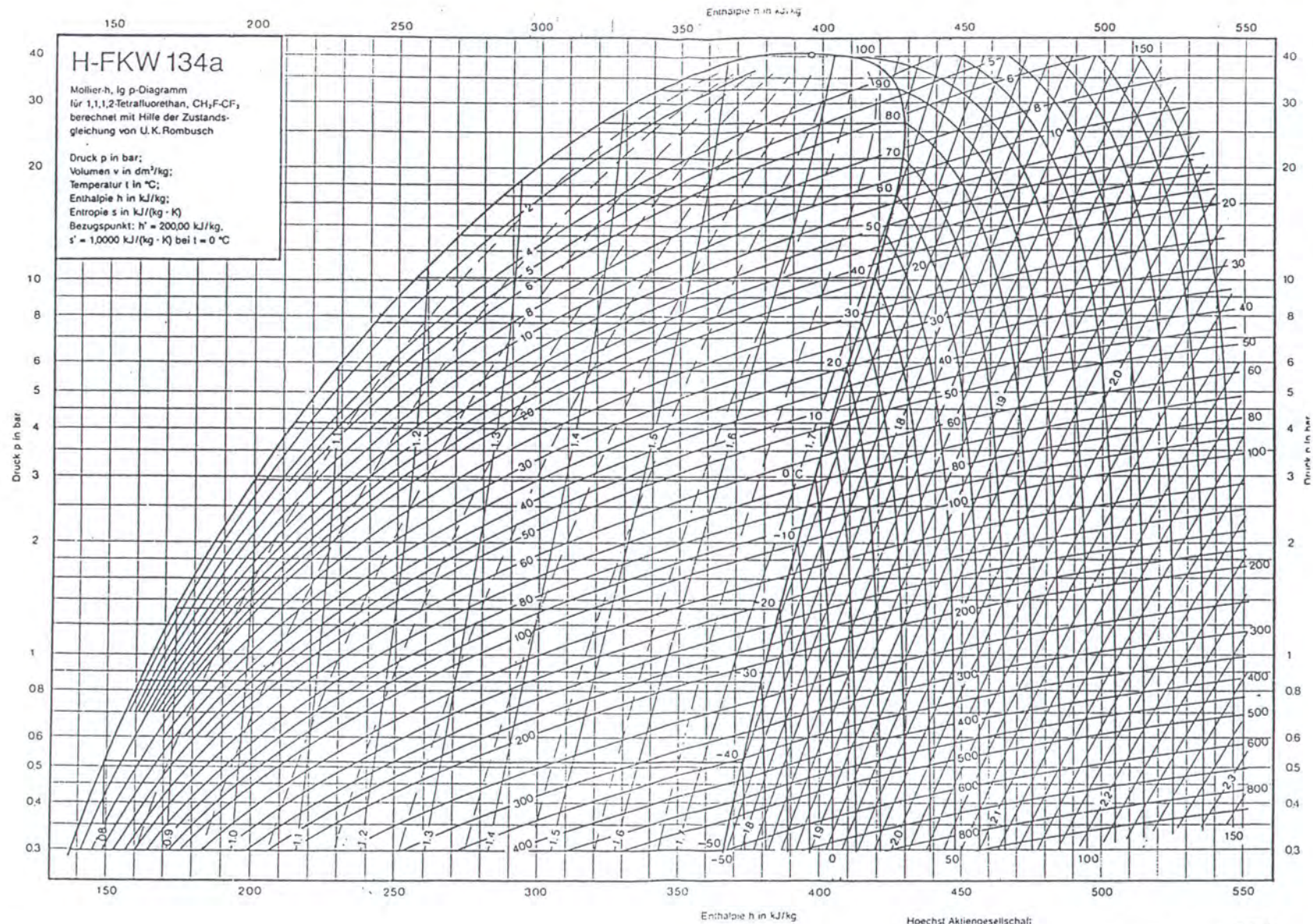


TABLE 15-1 Unit Fouling Resistance  $F$  for Heat-Transfer Equipment†

Types of Water	Water Temperature 125 F (51.7 C) or less			
	Water Velocity 3 ft/s (1 m/s) and less		Water Velocity over 3 ft/s (1 m/s)	
	$\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F/Btu}$	$\text{m}^2 \cdot \text{C/W}$	$\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F/Btu}$	$\text{m}^2 \cdot \text{C/W}$
Seawater	0.0005	0.000088	0.0005	0.000088
Distilled	0.0005	0.000088	0.0005	0.000088
Treated boiler feedwater	0.001	0.00018	0.0005	0.000088
Engine jacket	0.001	0.00018	0.001	0.00018
Great Lakes	0.001	0.00018	0.001	0.00018
Cooling tower and spray pond:				
Treated makeup	0.001	0.00018	0.001	0.00018
Untreated	0.003	0.00053	0.003	0.00053
Boiler blowdown	0.002	0.00035	0.002	0.00035
Brackish water	0.002	0.00035	0.001	0.00018
River water:				
Minimum	0.002	0.00036	0.001	0.00018
Mississippi	0.003	0.00053	0.002	0.00035
Delaware, Schuylkill	0.003	0.00053	0.002	0.00035
East River and New York Bay	0.003	0.00053	0.002	0.00035
Chicago sanitary canal	0.008	0.00141	0.006	0.00106
Muddy or silty	0.003	0.00053	0.002	0.00035
Hard (over 15 grains/gal)	0.003	0.00053	0.003	0.00053
Types of Fluid	$\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F/Btu}$	$\text{m}^2 \cdot \text{C/W}$		
Industrial oils:				
Clean recirculating oil	0.001	0.00018		
Machinery and transformer oils	0.001	0.00018		
Vegetable oils	0.003	0.00053		
Quenching oil	0.004	0.00070		
Fuel oil	0.005	0.00088		
Industrial gases and vapors:				
Organic vapors	0.0005	0.000088		
Steam (non-oil bearing)	0.0005	0.000088		
Alcohol vapors	0.0005	0.000088		
Steam, exhaust	0.001	0.00018		
Refrigerating vapors	0.002	0.00035		
Air	0.002	0.00035		
Industrial liquids:				
Organic	0.001	0.00018		
Refrigerating liquids	0.001	0.00018		
Brine (cooling)	0.001	0.00018		

† Source: Tubular Exchanger Manufacturer Association [9].







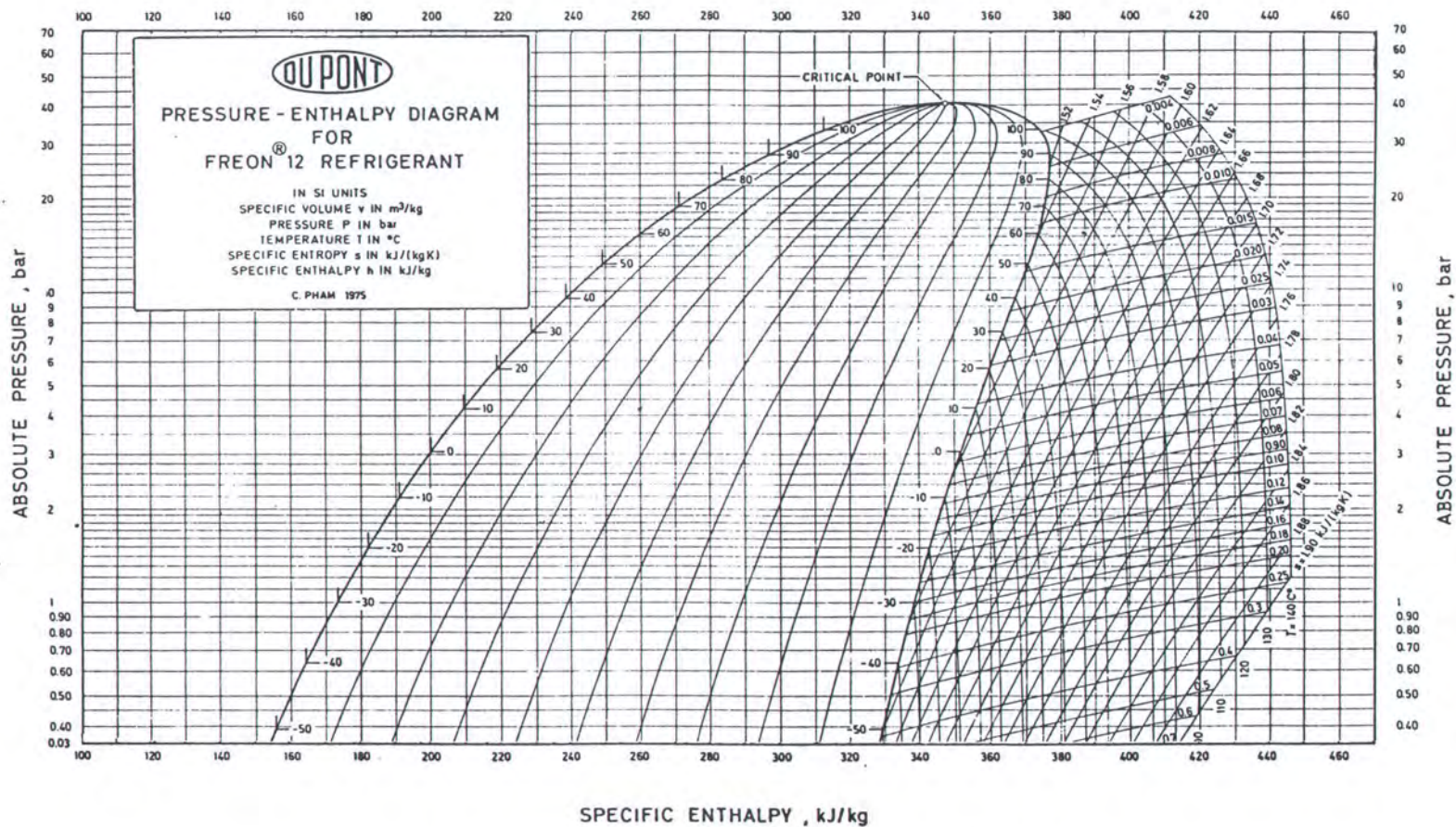


Fig. 7-1 Pressure-enthalpy diagram for Refrigerant-12.



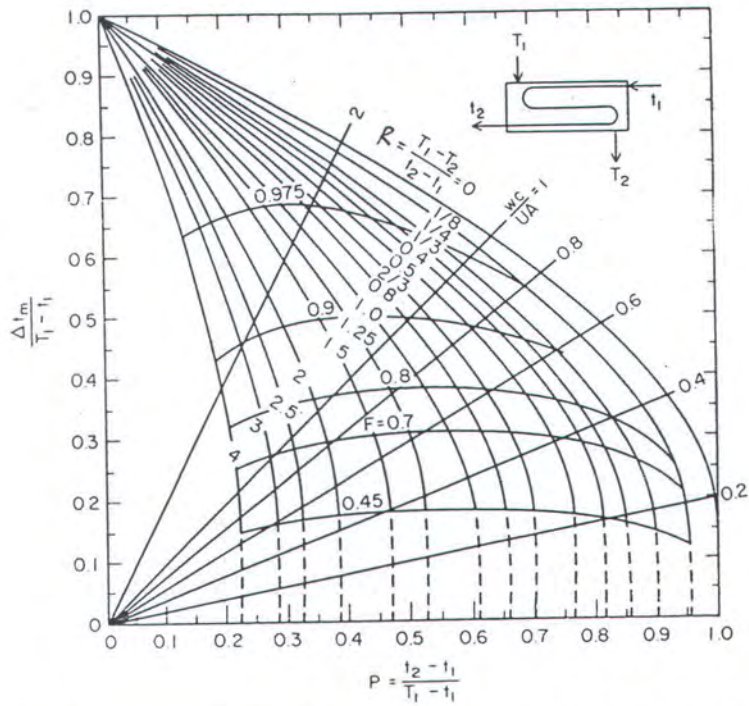
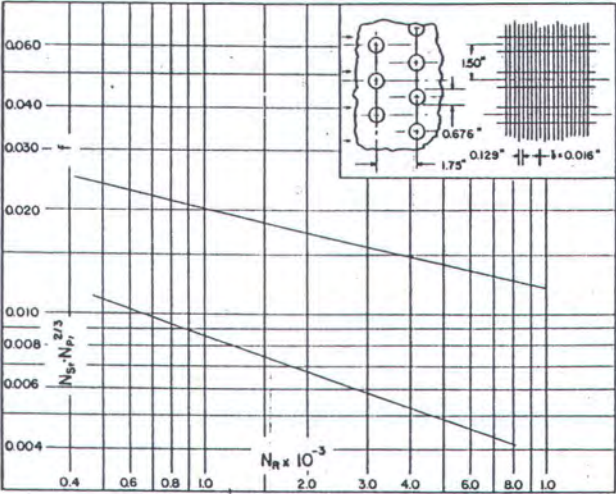


Fig. 4. Mean temperature difference for multipass exchangers with three tube passes (two countercurrent, one concurrent) per shell pass.

Fig. 10-84. Finned circular tubes, surface 7.75-5/8T.  
(Data of Trane Company.)



Tube outside diameter = 0.676 in. =  $\frac{3}{8}$  in.

Fin pitch = 7.75 per in.

Flow passage hydraulic diameter,  $4r_h = 0.0114$  ft

Fin thickness = 0.016 in.

Free-flow area/frontal area,  $\phi = 0.481$

Heat transfer area/total volume,  $\alpha = 169 \text{ ft}^2/\text{ft}^3$

Fin area/total area = 0.950

Note: Minimum free-flow area in spaces transverse to flow.

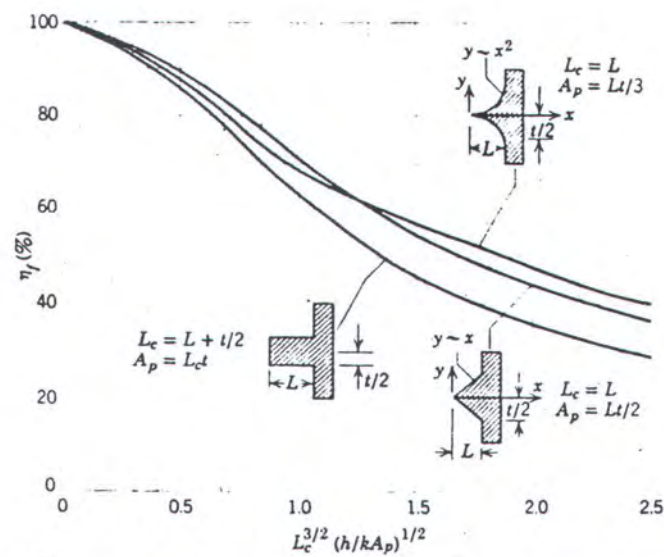


Figure 3.18 Efficiency of straight fins (rectangular, triangular, and parabolic profiles).

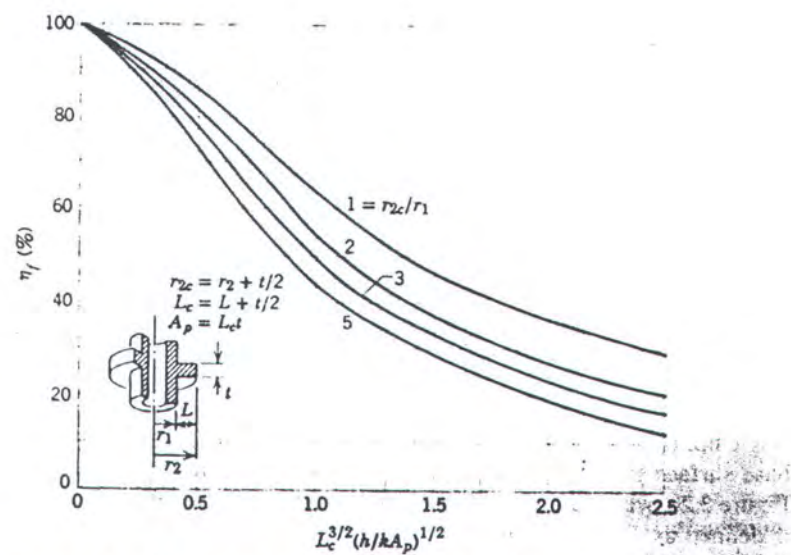


Figure 3.19 Efficiency of annular fins of rectangular profile.



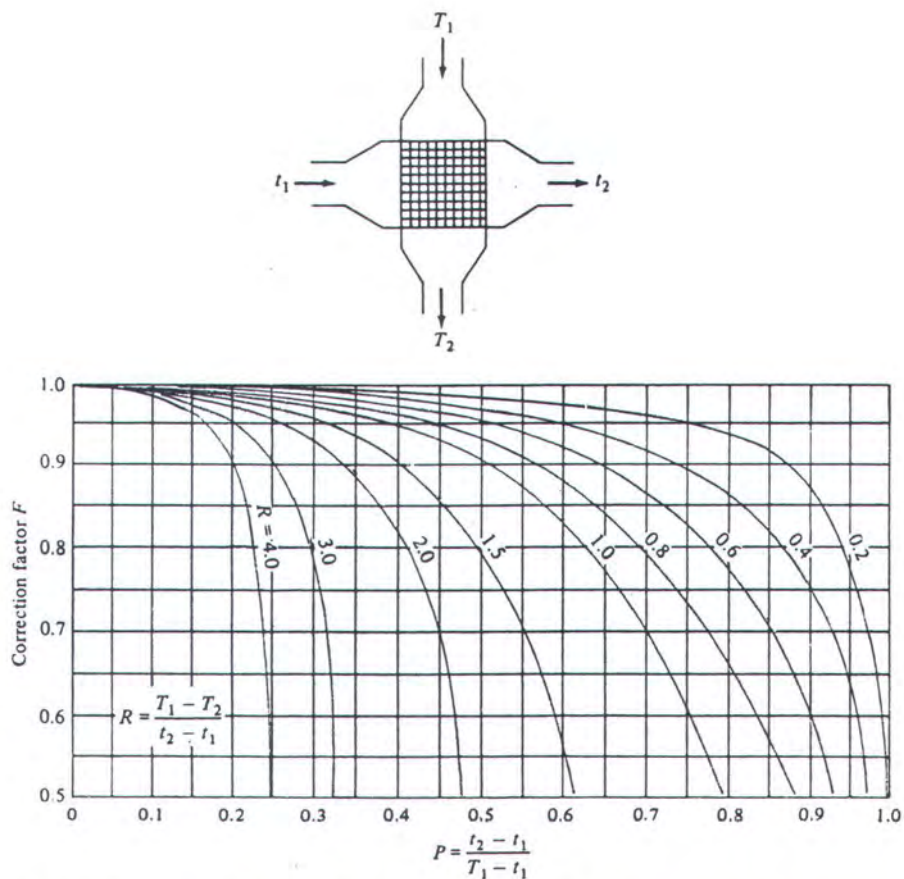


Fig. 10-10 Correction-factor plot for single-pass cross-flow exchanger, both fluids unmixed.